

Lehre • Forschung • Praxis

Schriftenreihe der Professur für Werkzeugmaschinen-
entwicklung und adaptive Steuerungen

Lars Penter

Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von Karosserieziehwerkzeugen

Herausgegeben von
Prof. Dr.-Ing. S. Ihlenfeldt
Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung
und adaptive Steuerungen
der Technischen Universität Dresden
Dresden, 2016

Technische Universität Dresden

Fakultät Maschinenwesen

Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung
und adaptive Steuerungen

Kutzbach-Bau

Helmholtzstraße 7 a

01069 Dresden

Telefon: +49/351/46 33 43 58

Fax: +49/351/46 33 70 73

Email: mailbox@iwm.mw.tu-dresden.de

Internet: www.iwm.info

Lars Penter:

Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von
Karosserieziehwerkzeugen

Eigenverlag

ISBN 978-3-86780-502-5

© Professur für Werkzeugmaschinenentwicklung
und adaptive Steuerungen

Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von Karosserieziehwerkzeugen

Von der Fakultät Maschinenwesen der
Technischen Universität Dresden zur
Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
angenommene Dissertation

von

Dipl.-Ing. Lars Penter

geb. am: 07. März 1982 in Löbau

Tag der Einreichung:

25. April 2016

Tag der Verteidigung:

04. August 2016

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Alexander Brosius

Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt

Vorsitzender der Promotionskommission:

Prof. Dr.-Ing. habil. Uwe Füssel

Geleitwort des Herausgebers

Die Verfahren der Umformtechnik zeichnen sich durch eine hervorragende Materialausnutzung und eine sehr hohe Produktivität aus. Damit eignen sich diese Verfahren besonders zur Herstellung von Großserien. In einer einzigen Fahrzeugkarosserie werden bis zu 500 Blechumformteile verbaut. Bei einer Fertigung von über 5 Mio. Pkw im Jahr 2015 am Produktionsstandort Deutschland ergibt sich ein enormer Bedarf hinsichtlich der Entwicklung, Fertigung und Inbetriebnahme von Blechumformwerkzeugen allein für die Automobilindustrie.

Der gesamte Werkzeugentwicklungsprozess bis zum Serienanlauf stellt einen sehr zeit- und kostenintensiven Aspekt bei der Produktion von Blechumformbauteilen dar. Werkzeugeinzelkosten im sechsstelligen Eurobereich sind keine Seltenheit. Diese großen Beträge sind u.a. durch den hohen Formspeichergrad der Werkzeuge begründet. Die Beschaffenheit der Werkzeugaktivflächen bestimmt maßgeblich die Qualität der umgeformten Bauteile.

Durch Optimierung der Abläufe in der mechanischen Fertigung konnten in den letzten fünf Jahren deutliche Zeitreduzierungen für die maschinelle Fertigung erreicht werden. Die Anzahl der Qualitätsschleifen bei der Einarbeitung der Umformwerkzeuge hat sich jedoch nicht wesentlich reduziert, da die Gestalt der Aktivflächen unter dem kombinierten Einfluss von Umformkräften und Pressen- bzw. Werkzeugnachgiebigkeiten von den Nominalwerten abweichen.

Die virtuelle Werkzeuginbetriebnahme behandelt somit ein forschungsseitig aktuelles und auch wirtschaftlich relevantes Thema.

Basierend auf einem umfangreichen Literaturstudium stellt der Autor zunächst die vielschichtigen Aspekte des Karosserieziehprozesses und die Einflussgrößen auf die Bauteilqualität dar. Dabei geht er systematisch auf die Subsysteme Material, Kontaktfuge, Werkzeug und Maschine ein. Er beleuchtet jeweils das Wirkprinzip und die Bedeutung des Subsystems für den Umformprozess, um darauf aufbauend den Stand der Technik zu deren struktureller und funktionaler Abbildung in Simulationsmodellen zu erläutern. Besonderes Augenmerk legt der Autor dabei auf die Ermittlung der jeweiligen Modellparameter. Damit gelingt ihm ein zusammenhängender und umfangreicher Überblick über den Stand der FE-Umformprozesssimulation mit elastischen Werkzeug- und Maschinenrandbedingungen. Hervorzuheben ist der gelungene Spagat zwischen umfassender Darstellung des Stands der Technik und gleichzeitiger Fokussierung auf das Ziel der Arbeit, die Verbesserung der Prognose des gekoppelten Verhaltens von Maschine und Prozess.

Aus dem **Stand der Technik** leitet der Autor die Defizite in der FE-Prozesssimulation ab. Dabei identifiziert er die zur virtuellen Inbetriebnahme von Umformwerkzeugen auf der Ziehpressen einer Produktionslinie fehlenden Modellierungsansätze. Dabei stellt er besonders die systematische Berücksichtigung der relevanten Ziehkisseneigenschaften heraus. Dort unterscheidet er zwischen den mechanischen Eigenschaften und den tatsächlichen, durch das Ziehkissen bereitgestellten Niederhalterkräften. Die Nichtberücksichtigung der Werkzeugführungen in den bisherigen Prozessmodellen mit Maschineneigenschaften wird als weiteres Defizit genannt. Werkzeugseitig identifiziert der Autor das unzureichende methodische Vorgehen bei der Vernetzung der Werkzeugstrukturen als Hindernis zur Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften in der Prozesssimulation.

Abschließend stellt der Autor fest, dass in verschiedenen Forschungsprojekten zwar die Teilsysteme, wie z. B. die Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatten oder das Kippverhalten des Pressenstößels, untersucht wurden, eine ganzheitliche Zusammenführung zur numerischen Berücksichtigung der relevanten Maschineneigenschaften in FE-Prozessmodellen bisher jedoch nicht erfolgte.

Damit wird deutlich welche aktuellen Defizite bestehen aber auch auf welchen Ergebnisse sinnvollerweise aufgebaut werden kann. Es ist ihm nachvollziehbar gelungen, die weißen Flecken des Forschungsfeldes zu identifizieren.

In folgenden Kapiteln geht der Autor auf praktikable Erweiterung bei der Modellierung der Teilsysteme Werkzeug und Maschine als Basis für ein gekoppeltes FE-Prozessmodell ein.

Im Kapitel **Modellerweiterung Werkzeug** wird zunächst ein produktionsnahes Demonstratorwerkzeug für die anschließende Darstellung der Modellierungstechniken zur Berücksichtigung elastischer Werkzeugeigenschaften vorgestellt. Der Autor nutzt dazu die bekannte Methode der „Hybridvernetzung“ und entwickelt diese hinsichtlich ihrer Praktikabilität weiter. Dies betrifft insbesondere das Verschieben der Kontaktreferenzfläche zur Vermeidung der vorher notwendigen Offsetierung der Werkzeugoberfläche. Als weiterer Aspekt wird die Modellierung der Ziehstäbe auf elastischen Grundkörpern untersucht. Aufgrund des ungenauen Charakters der analytischen Formulierung und der programmtechnischen Grenzen kommt der Autor zu dem Schluss, geometrisch nachgebildete Ziehstäbe nutzen zu müssen. Zur Berücksichtigung der Werkzeugführungen untersuchte der Autor deren Wirkung auf die Stößelkippung zunächst experimentell und zeigt deren versteifende Wirkung auf das Stößelsystem. Im Vergleich zum Stößelsystem ohne montierte Werkzeugführungen werden 20 % höhere Kippsteifigkeiten gemessen. Die im Anschluss durchgeführte analytische Betrachtung der Werkzeugführung als Biegebalken stellt sich aufgrund der sehr weichen Anbindung der Werkzeugführung als weni-

ger zweckmäßig heraus. Daraus schließt der Autor, dass eine Pressenvermessung mit Werkzeugführung stattfinden und deren versteifende Wirkung als Gesamtkippsteifigkeit im Prozessmodell berücksichtigt werden sollte.

Im anschließenden Kapitel **Modellerweiterung Maschine** erklärt der Autor die Ersatzmodellierung der Presse. Dabei erweitert er zunächst bestehende Ersatzmodelle zur Abbildung der Durchbiegung von Pressenstößel und -tisch. Er stellt fest, dass zur Abbildung der Stößeldurchbiegung aufgrund der versteifenden Wirkung der Druckpunkte und der damit einhergehenden Verrippung des Pressenstößels die Implementierung zusätzlicher Strukturelemente notwendig ist. Diese Ersatzmodelle verbindet der Autor mit den kippelastischen Stößelmodellen aus vorherigen Arbeiten. Zur Parametrierung der biegeelastischen Ersatzmodelle erarbeitet der Autor eine inverse Identifikationsmethode, welche auf gängige Pressenvermessungswerkzeuge und -messabläufe anwendbar ist.

Als weitere Modellergänzung betrachtet der Autor die Abbildung der Ziehkissenmechanik und entwickelt einen Modellbaukasten zur Implementierung relevanter Ziehkissenstrukturen. Dabei geht er auf Struktur- und Verhaltensmodelle ein. Zu jeder Modellstruktur wird eine praktikable Strategie zur Parametrierung vorgeschlagen. Abschließend erfolgt die Berücksichtigung der Ziehkissenzylinder-Istkräfte im Prozessmodell sowohl durch ein reines Verhaltensmodell auf Basis von gemessenen Zylinderkräften als auch durch eine Modellcode-Migration. Dazu wird ein am Institut für Fluidtechnik der TU Dresden entwickeltes, reduziertes Differenzenmodell der Ziehkissenhydraulik und -steuerung mithilfe einer frei programmierbaren Nutzeroutine in den FE-Code implementiert. Die Umsetzbarkeit dieser Vorgehensweise wird für eine einflusswirkende hydraulische Presse mit Ziehkissen demonstriert.

Am Ende dieses Kapitels steht dem Nutzer ein ganzheitliches Prozessmodell mit den Eigenschaften der Werkzeuge und der Presse. Damit ist die virtuelle Inbetriebnahme von Karosserie-Ziehwerkzeugen prinzipiell möglich. Abschließend bietet der Autor die Möglichkeit einer Standardparametrierung auf Basis von Literaturdaten. Damit kann die Methodik sowohl auf bestehende und vermessene Anlagen als auch neue Anlagen angewendet werden.

Im folgenden Kapitel wird vom Autor die **Anwendung der Modellerweiterungen auf Versuchsumgebung** beschrieben. Zunächst geht der Autor auf die eingesetzten Blechwerkstoffe, die Versuchspresse, das Werkzeug und die Messtechnik ein. Die Parametrierung der FE-Prozessmodellerweiterungen erfolgt anhand von Messungen an der hydraulischen Presse zur Bestimmung der Kippsteifigkeit des Stößelsystems und des Ziehkissens. Des Weiteren setzt der Autor FE-Strukturmodelle zur Bestimmung des Durchbiegungsverhaltens des Pressenstößels ein. Zur Bewertung der Bauteilqualität wird ein photogrammetrisches Verfahren zur Digitalisierung des Bauteilumrisses vorgeschlagen. Die gemessenen Bauteilumrisse werden mit

den simulierten Umrissen verglichen. Dazu wird die Wurzel der mittleren Fehlerabstandsquadrate für 16 Messpunkte berechnet. Das hier neu vorgeschlagene Kriterium bzw. Verfahren eignet sich in hervorragender Art und Weise, die Beurteilung für ein Bauteil mit einer einzigen Messung durchzuführen.

Zur ganzheitlichen Modellierung des Versuchsaufbaus beschäftigt sich der Autor zunächst mit der effizienten Abbildung des Blechwerkstoffes und parametrisiert die Reibzahl für alle eingesetzten Werkstoffpaarungen. Im Anschluss untersucht der Autor welche Modellerweiterungen für die spezifische Versuchsumgebung notwendig sein. Dabei geht er systematisch auf alle relevanten elasto-statischen Eigenschaften des Werkzeugs und der Presse und dabei besonders auf das Ziehkissen ein und vergleicht die Modelle anhand der Flanscheinzüge. Als Ergebnis steht ein Modell zur Verfügung, welches Prognosegenauigkeit und praktikabler Modellierungs- und Parametrierungsaufwand vereint. Die Genauigkeit dieses Modells wird anhand von Kraftmesswerten und abschließend durch die Vorhersage des Rissortes auf Basis eines Grenzformänderungsdiagramms demonstriert.

Im Kapitel **Anwendungsbeispiele für die Werkzeugentwicklung** diskutiert der Autor Einsatzmöglichkeiten der erweiterten FE-Prozessmodelle. Er geht dabei speziell auf die Werkzeuginbetriebnahme ein. Dazu zählen die Ermittlung der ortsabhängigen Ziehkissen-Zylinderkräfte und das virtuelle Eintuschieren des Werkzeuges mithilfe eines Morphing-Tools zur Veränderung des FE-Netzes. Als Optimierungskriterium wird zweckmäßig und konsequent der Flanschumriss des Bauteils in Anlehnung an die vorherigen Untersuchungen beibehalten. Im abschließenden **Ausblick** stellt der Autor weitere potenzielle Anwendungen der erweiterten Prozessmodelle, wie z. B. die Unterstützung der Einarbeitung von Presshärtewerkzeugen dar.

Zusammenfassend kann man feststellen, dass der Autor nach einer gründlichen Analyse des aktuellen Standes der Forschung bei der Umformprozesssimulation die Defizite bisheriger Arbeiten umfassend herausgearbeitet hat. Systematisch und gewissenhaft entwickelt er Lösungen für die fehlenden Modellerweiterungen und stellt deren Anwendung anhand anschaulicher Demonstrationsbeispiele dar. Anhand des sinnvollen Einsatzes dieser Modellerweiterungen gelingt es ihm, eine wesentliche Verbesserung der Qualität der Ergebnisse ganzheitlicher Prozesssimulationen zu erzielen. Die Ergebnisse haben ein großes Potenzial, die Inbetriebnahmezeit von Karosserieziehwerkzeugen zu verkürzen und somit kostengünstig und ressourcenschonend zu produzieren.

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik der Technischen Universität Dresden.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Alexander Brosius möchte ich mich für seine Bereitschaft zur kurzfristigen Übernahme der Betreuung meiner Arbeit bedanken. Seine Hinweise und Ratschläge haben maßgeblich zur Vollendung dieser Arbeit beigetragen. Prof. Dr.-Ing. Ihlenfeldt möchte ich für die Übernahme des zweiten Gutachtens und die zielführenden wissenschaftlichen Diskussionen bedanken. Mein Dank gilt zudem Prof. Dr.-Ing. habil. Großmann, der meine wissenschaftlichen Arbeiten und den Charakter dieser Dissertation maßgeblich geprägt hat. Des Weiteren möchte ich mich bei Dr. Altan für seine kritischen jedoch stets konstruktiven Worte und Gedanken bedanken. Ferner möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Weber meinen Dank für die zwischenzeitliche Übernahme der Zweitbegutachtung aussprechen.

Mein spezieller Dank richtet sich an alle Mitarbeiter des Instituts für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik. Insbesondere möchte ich Dr.-Ing. Hajo Wiemer und Dr.-Ing. André Hardtmann danken, welche meine Arbeit am Institut überhaupt erst ermöglicht haben. Ihre Vorarbeiten und Ratschläge haben wesentlich bei der Entstehung dieser Arbeit geholfen. Des Weiteren möchte ich mich bei Christer Schenke für sein stetes Drängen zur Abgabe der Promotionschrift, für viele gemeinsame Jahre in der Welt der Umformtechnik und seine Freundschaft bedanken. Ohne ihn würde ich heute noch schreiben.

Bei meinen Eltern möchte ich mich für das liebevolle Elternhaus und ihre bedingungslose Unterstützung all meiner Pläne bedanken.

Ich danke meiner Freundin Franziska für ihre Liebe und Geduld mit ihrem zerstreuten „Professor“. Ich hatte Sie schon bei einem unser ersten Treffen zu meiner „bald“ stattfindenden Promotionsfeier eingeladen. Das dies noch zweiundeinhalb Jahre dauern würde, hätte ich damals fast nicht für möglich gehalten.

Lars Pentter

Dresden, 16.12.2016

I. Inhaltsverzeichnis

I.	Inhaltsverzeichnis	I
II.	Formelzeichen und Abkürzungen	V
II.1.	Formelzeichen	V
II.2.	Abkürzungen.....	VI
1	Einführung	2
2	Stand der Technik	4
2.1	Modellierung des Blechwerkstoffes	6
2.1.1	Strukturelle und funktionale Abbildung.....	6
2.1.2	Ermittlung der Parameterwerte	9
2.2	Reibungsverhältnisse in der Kontaktfuge	10
2.2.1	Strukturelle und funktionale Abbildung.....	11
2.2.2	Ermittlung der Parameterwerte	11
2.3	Karosserieziehwerkzeuge	12
2.3.1	Prinzip und Bedeutung für den Umformprozess	12
2.3.2	Wechselwirkungen im Gesamtsystem Presse-Werkzeug-Prozess.....	15
2.3.3	Strukturelle und funktionale Abbildung in der FE-Prozesssimulation	16
2.3.4	Ermittlung der Parameterwerte	18
2.4	Pressen der Blechumformung	18
2.4.1	Prinzip und Bedeutung für den Umformprozess	18
2.4.2	Wechselwirkungen im Gesamtsystem Presse-Werkzeug-Prozess.....	22
2.4.3	Strukturelle und funktionale Abbildung der Maschine in der Prozesssimulation	26
2.4.4	Ermittlung von Pressenparameter.....	30
2.5	Werkzeugentwicklung und -inbetriebnahme	33
2.5.1	Werkzeuginbetriebnahme	34
2.5.2	Simulationsmethoden zur Unterstützung der Werkzeugeinarbeitung ...	35
2.6	Defizite in der FE-Prozesssimulation des Karosserieziehprozesses	36
3	Zielstellung, Abgrenzung und Vorgehensweise.....	38
4	Modellerweiterung Werkzeug	40
4.1	Simulationsumgebung	40
4.2	Virtuelles Testwerkzeug	40
4.3	Elastische Werkzeugstruktur	43
4.4	Werkzeuganbindung an umliegende Strukturen.....	48
4.4.1	Matrize und Stempel	48

4.4.2	Niederhalter	48
4.4.3	Abbildung der Ziehstäbe auf elastisch modellierten Werkzeugen.....	50
4.5	Die Werkzeugführung.....	54
4.5.1	Analytische Berechnung der Wirkung der Werkzeugführung.....	54
4.5.2	Messtechnische Berücksichtigung	56
4.5.3	Bewertung der Modellierungsansätze.....	56
4.6	Zwischenfazit zur Modellerweiterung der Werkzeuge	58
5	Modellerweiterung Maschine.....	60
5.1	Messung der Stößel- und Tischdurchbiegung	60
5.2	Ersatzmodellierung und Parametrierung	61
5.3	Überlagerung von Stößelkippen und -durchbiegung	64
5.4	Berücksichtigung der Tischdurchbiegung	67
5.5	Modellstrukturen zur Berücksichtigung der ZK-Mechanik.....	67
5.6	Kippelastischer Modellierungsansatz	70
5.6.1	1-Punktziehkissen mit Führung.....	70
5.6.2	2- und 4-Punktziehkissen.....	72
5.6.3	Ziehkissen mit mehr als 4 Druckpunkten	73
5.7	Elastische Abbildung des Druckkastens.....	74
5.7.1	Strukturmodell des Druckkastens	74
5.7.2	Ersatzmodell des Druckkastens.....	76
5.8	Modellstrukturen zur Berücksichtigung der Krafterzeugung	78
5.8.1	Ziehkissenkraft als wegababhängige Größe.....	79
5.8.2	Ziehkissen-Istkraft als Verhaltensmodell.....	80
5.8.3	Integration eines reduzierten Anlagenmodells	80
5.9	Ableitung einer Standardparametrierung.....	84
5.10	Zwischenfazit zu Modellerweiterungen Presse	85
6	Anwendung der Modellerweiterungen auf Versuchsumgebung	88
6.1	Versuchsumgebung.....	88
6.1.1	Versuchsmaschine.....	88
6.1.2	Blechwerkstoffe.....	89
6.1.3	Versuchswerkzeug.....	91
6.1.4	Messwerterfassung.....	92
6.2	Modellierung des Blechwerkstoffes	95
6.3	Reibungsverhältnis zwischen Blech und Werkzeug	96
6.4	Modellerweiterungen Werkzeug	98
6.4.1	Modellerstellung.....	98

6.4.2	Einflussanalyse der elastischen Werkzeugeigenschaften.....	99
6.5	Modellerweiterung Maschine.....	100
6.5.1	Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften des Stößelsystems.	100
6.5.2	Berücksichtigung der Ziehkissenmechanik	105
6.5.3	Validierung der erweiterten FE-Prozessmodelle	109
6.6	Modellbewertung anhand Grenzformänderungsdiagramme.....	112
6.7	Modellierung der Regelabweichungen der Ziehkissenzyylinderkräfte	113
6.8	Anwendung der Standardparametrierung.....	116
7	Anwendungsbeispiele für die Werkzeugentwicklung.....	118
7.1	Werkzeugkonstruktion am Beispiel der Fertigungstoleranzen.....	118
7.2	Werkzeuginbetriebnahme.....	120
7.2.1	Ermittlung der Zylindersollkräfte auf Mehrpunktziehkissen	121
7.2.2	Virtuelles Tuschieren der Werkzeughälften	123
8	Zusammenfassung	126
9	Literatur	128
III.	Anhang	136

II. Formelzeichen und Abkürzungen

II.1. Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A_{Pin}	mm^2	Pinolenquerschnitt
c_{kA} (c_{kB})	$kNm/mm/m$	Pressen-Kippsteifigkeit um X-Achse (Y-Achse)
$c_{kA,Zk}$ ($c_{kB,Zk}$)	$kNm/mm/m$	Ziehkissen-Kippsteifigkeit um X-Achse (Y-Achse)
c_{Pin}	kN/mm	Pinolensteifigkeit
$c_{z,ges}$	kN/mm	Gesamtsteifigkeit in Arbeitsrichtung
d_{Pin}	Ns/mm	Pinolendämpfung
D_{Pin}	mm	Pinolendurchmesser
$d_{z,max}$	mm	maximale Durchbiegung in Z-Richtung
E	MPa	Elastizitätsmodul
F_{Nenn}	kN	Pressennennkraft
F_{Nh}	kN	Niederhalterkraft
F_{St}	kN	Stempelkraft
$F_{Zk,soll}$	kN	Ziehkissen-Sollkraft
k_f	MPa	Fließspannung
$k_{ges,A}$ ($k_{ges,B}$)	mm/m	Stößelkippung um X-Achse (Y-Achse)
l_{Pin}	mm	Pinolenlängen
m	-	Biandexponent (Hill90)
M	-	Fließortexponent (Barlat89)
n_{MP}	-	Anzahl Messpunkte
$q_{A(B)}$	-	Kippsteifebeiwert um X-Achse (Y-Achse)
$q_{z,ges}$	-	Gesamtsteifebeiwert
r_0	-	senkrechte Anisotropie 0° zur WR
r_{45}	-	senkrechte Anisotropie 45° zur WR
r_{90}	-	senkrechte Anisotropie 90° zur WR
R_e	MPa	Streckgrenze
s_0	mm	Anfangsblechstärke
$s_{fl,MP}$	mm	Flanscheinzug je MP
s_{fl}^{sim}	mm	simulierter Flanscheinzug (Summe aller MP)
$\Delta s_{fl}^{exp-sim}$	mm	Mittlere quadratische Abweichung des simulierten Flanscheinzuges vom experimentell ermittelten für alle Messpunkte
t_e	mm	Schalenelementdicke
T_{pin}	mm	Fertigungstoleranz Pinolen
$v_{ges,Z}$	Mm	Gesamtverlagerung in Arbeitsrichtung
v_{St}	mm/s	Stößelgeschwindigkeit
$\dot{\epsilon}$		Formänderungsgeschwindigkeit
ρ	kg/m^3	Dichte
φ		logarithmischer Umformgrad
$\dot{\varphi}$	-	Umformgeschwindigkeit

II.2. Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
DLR	Durchlaufrichtung
FLE	Flanscheinzug
krz	kubisch raumzentriert
MP	Messpunkt
OT	Oberer Totpunkt
UT	Unterer Totpunkt
WR	Walzrichtung des Blechwerkstoffes
WZ	Werkzeug
WZF	Werkzeugführung
ZK	Ziehkissen

1 Einführung

Aufgrund der hohen Variantenvielfalt und den daraus resultierenden geringeren Losgrößen steigt die Anzahl notwendiger Werkzeuge und damit der Anteil der Werkzeugkosten am Betrag der Gesamtkosten des herzustellenden Produktes [97]. Der Werkzeugbau ist gezwungen kostengünstigere Werkzeuge herzustellen. Daraus resultieren höhere Ansprüche an die Prozessauslegung sowie an die Konstruktion und den Bau von Umformwerkzeugen.

Die angestrebten kürzeren Serienanläufe müssen erheblich aus den kürzeren Werkzeugbau- und Einarbeitungszeiten resultieren. Dies und das Ausscheiden vieler erfahrener Werkzeugmacher in den nächsten 10-15 Jahren drängt OEMs und Zulieferer zu einer weiteren Verlagerung der Werkzeuginbetriebnahme in die Simulationsumgebung.

Der Einsatz höchstfester Bauteilwerkstoffe, höhere Bauteilkomplexität, minimale Wandstärken und gesteigerte Qualitätsanforderungen verschärft diese Situation. Zudem wird eine Ausnutzung des Materialpotentials bis an Grenzen ohne die Prozessfähigkeit einzuschränken gewünscht [35].

Die Weiterverwendung der Werkzeugsätze auf anderen Pressenanlagen im Haveriefall oder zur Nachserienversorgung bringen aufgrund des starken Einflusses der Umformmaschine auf den Tiefziehprozess zusätzliche Einarbeitungszeiten mit sich. Zudem stellt sich die Werkzeugeinarbeitung aufgrund der schlechten Zugänglichkeit in Produktionspressen als schwierig dar [16]. In diesem Wechselspiel spielt die Simulation des Umformprozesses eine Schlüsselrolle, um weitere Potenziale der Qualitätssteigerung und Aufwandssenkung zu erschließen.

All diese Faktoren begründen die enorme Entwicklung der Tiefzieh-Prozesssimulation in den vergangenen Jahren hin zur ganzheitlichen Simulation von Prozess, Werkzeug und Maschine. Die prinzipielle Abbildung der Umformprozesse hinsichtlich des Materials, der Reibungsverhältnisse in der Kontaktfuge und der Einbeziehung von Maschinen- bzw. Werkzeugrandbedingungen im Virtuellen ist möglich. Der Schritt zur ganzheitlichen Abbildung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess ist jedoch noch nicht vollständig getan, verschiedene Einflüsse wurden lediglich einzeln und nicht im Zusammenspiel mit den anderen wesentlichen Einflussgrößen betrachtet.

Die Qualität jedes Simulationsmodells hängt neben der Güte seiner strukturellen und funktionalen Abbildung von der Güte seiner Parameterwerte ab. Insbesondere die parameterreichen Modelle der FE-Prozesssimulation mit Maschinen- und Werkzeugeinflüssen können derzeit aufgrund der Parameterunsicherheit und des großen Aufwandes bei deren messtechnischer Bestimmung ihr Potential zur größeren Prognosegenauigkeit nicht ausschöpfen. Es ist zudem

unsicher, welche Prozessmodellerweiterungen für eine spezifische Maschine-Prozess-Konfiguration sinnvoll sind.

Daher werden in dieser Arbeit bisherige Modellierungsansätze zur Berechnung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess analysiert und zu einem ganzheitlichen Modell zusammengeführt. Fehlende Modellbausteine werden identifiziert, entwickelt und in das Gesamtmodell integriert. Dieses Gesamtmodell wird auf eine definierte Maschine-Prozesskonfiguration angewendet und hinsichtlich der notwendigen Modellerweiterungen bewertet. Abschließend soll eine Strategie zur Prozessmodellierung mit Werkzeug- und Maschinenrandbedingungen vorgestellt werden.

2 Stand der Technik

Die Herstellung von Karosserieteilen erfolgt durch Karosserieziehen. Dieses Herstellungsverfahren stellt eine Kombination aus Tiefziehen, Streckziehen und Biegeumformen dar [9].

Tiefziehen ist nach DIN 8584-3 [27] Zugdruckformen von ebenen Blechzuschnitten zu Hohlkörpern ohne beabsichtigte Blechdickenänderung (siehe **Bild 1** links). Mithilfe des Niederhalters (oft auch: Blechhalter) wird die Faltenbildung im Flanschbereich (Falten 1. Ordnung) des Bauteils verhindert und zusätzlich der Materialfluss in die Matrize gesteuert. Die Qualität von Tiefziehteilen wird maßgeblich von der Höhe, der Verteilung und dem zeitlichen Verlauf des Niederhalterdrucks auf den Flanschbereich des Werkstückes beeinflusst. Zusätzlich lässt sich der Werkstofffluss durch Ziehstäbe, Ziehwälste und Ziehhilfen beeinflussen.

Streckziehen nach DIN 8585-4 [28] ist Tiefen eines Zuschnittes mit starrem Stempel, wobei das Werkstück am Rand eingespannt ist (siehe **Bild 1** mittig). Beim Karosserieziehen geschieht dies typischerweise durch Klemmleisten.

Biegeumformen ist nach DIN 8586 [29] das Umformen eines festen Körpers, wobei der plastische Zustand im Wesentlichen durch Biegebeanspruchung herbeigeführt wird. Beim Karosserieziehen tritt dies z.B. beim Einprägen der Ziehsicken (siehe **Bild 1** rechts) und beim Biegen des Werkstückes über den Matrizenradius entlang gerader Kanten.

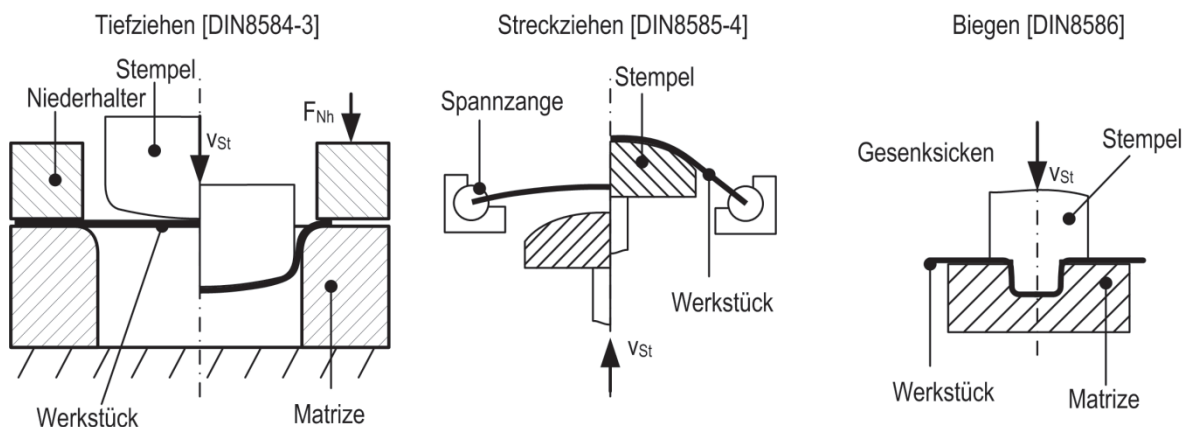


Bild 1: Karosserieziehen als Kombination der drei Herstellungsverfahren: Tiefziehen, Streckziehen und Biegen

Verschiedene Autoren u.a. WIEMER [112] haben die unterschiedlichen Einflüsse auf das Karosserieziehergebnis systematisch zusammengestellt (**Bild 2**). Die Übersicht verdeutlicht die beträchtliche Anzahl möglicher Einflussfaktoren, eine generelle Wichtung dieser Faktoren hinsichtlich ihres Einflusses auf den Umformprozess wurde in der Literatur jedoch nicht gefunden.

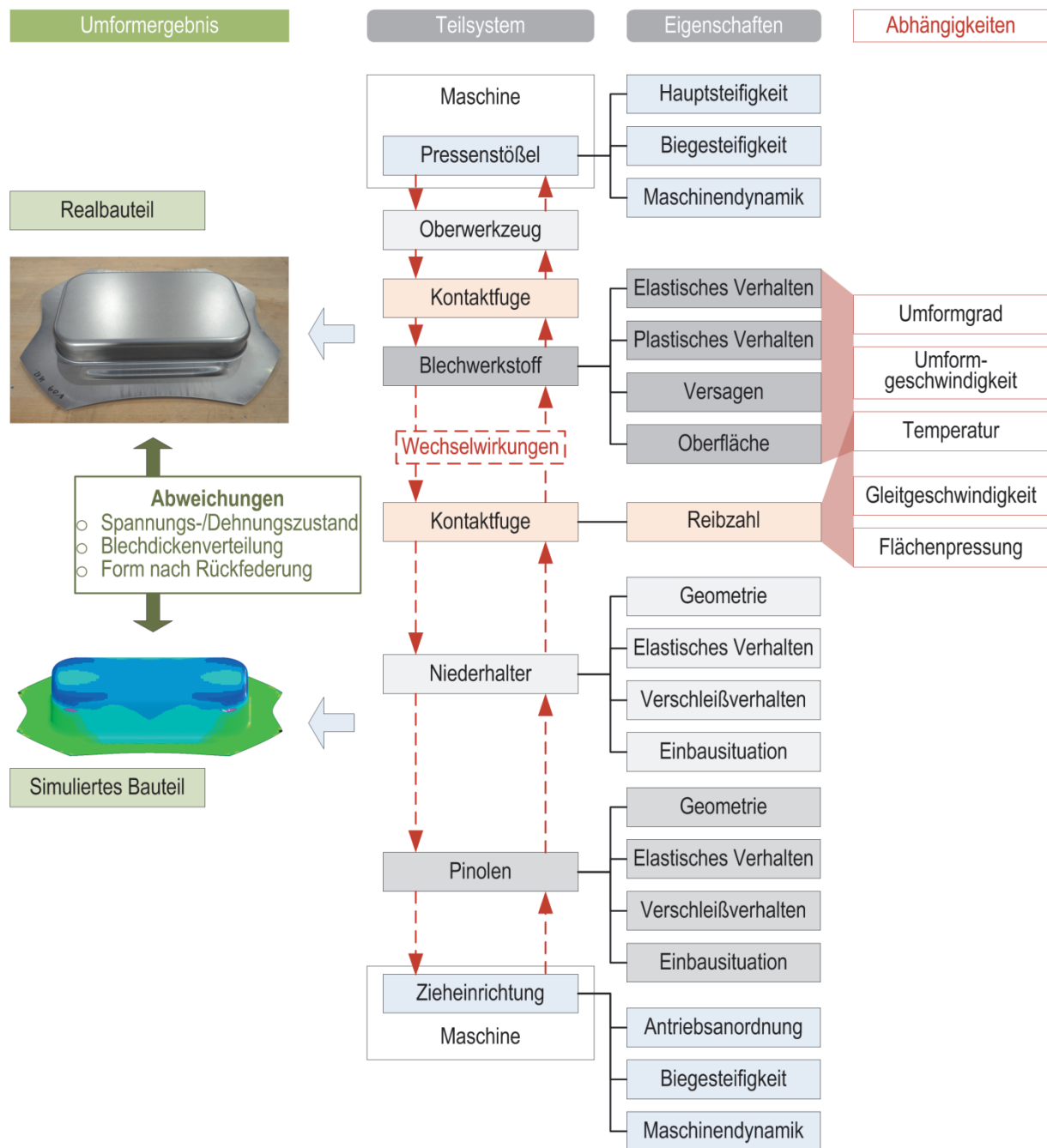


Bild 2 Wesentliche Einflussgrößen auf Tiefziehprozess, auf Basis von [32, 70, 112]

Die Abbildung der wesentlichen Einflüsse auf den Karosserieziehprozess und damit auf das Tiefziehergebnis ist prinzipiell möglich. Im Folgenden wird auf die vier Teilsysteme Blechwerkstoff, Verhältnisse in der Kontaktfuge und im besonderen Maße auf das Tiefziehwerkzeug und die Umformmaschine hinsichtlich deren Einflüssen auf den Umformprozess, dem derzeitigen Stand der Abbildung in der FE-Prozesssimulation in Industrie und Forschung sowie auf die Möglichkeiten und Probleme bei der Bestimmung der jeweiligen Modellparameter eingegangen.

2.1 Modellierung des Blechwerkstoffes

Die eingesetzten Blechwerkstoffe hängen stark vom Industriezweig und den Anforderungen an die produzierten Bauteile ab. Im Karosseriebau werden meist Stahl- oder Aluminiumlegierung eingesetzt. Besonders der Einsatz neuer Stahllegierungen im hoch- und höchstfesten Bereich bewirkt starke Belastungen der Pressen und Werkzeuge.

2.1.1 Strukturelle und funktionale Abbildung

Das elastische Verhalten des Blechwerkstoffs wird durch das Hookesche Gesetz beschrieben. Das plastische Umformverhalten von Metallen wird durch Fließbedingung (auch: Fließkriterium, Fließhypothese), Fließregel (auch: Fließgesetz) und Verfestigungsgesetz [32] beschrieben. Je nach Material und gewünschter Abbildungsgenauigkeit werden zur Beschreibung des Materialverhaltens unterschiedlich komplexe Modellansätze verwendet. Mit steigender Modellkomplexität steigt die Anzahl zu ermittelnder Parameter, siehe Bild 3.

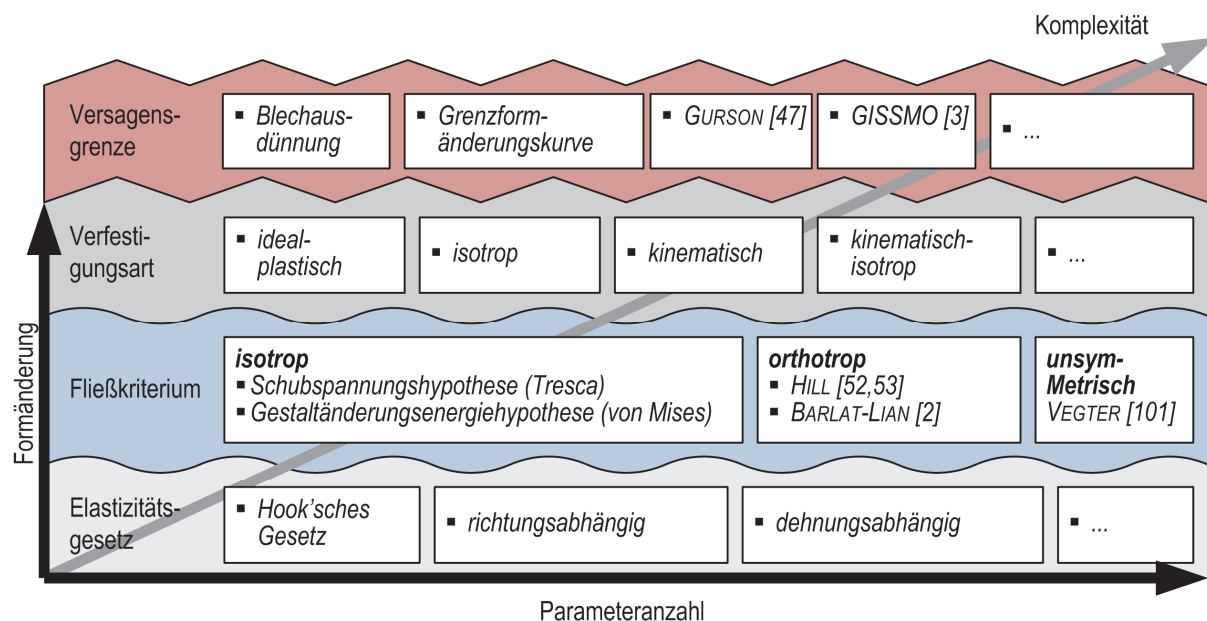


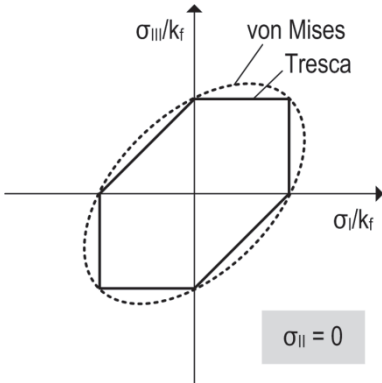
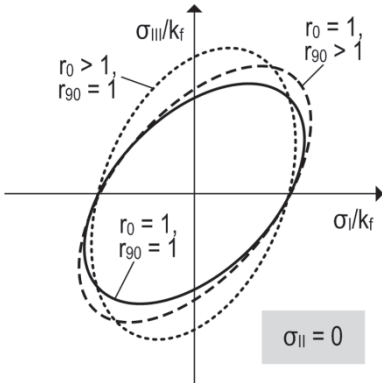
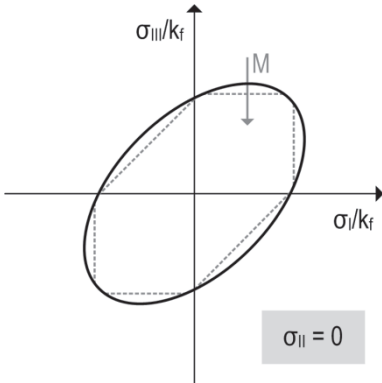
Bild 3: Materialverhalten und daraus resultierende Materialbeschreibung sowie qualitative Entwicklung der Parameteranzahl

Fließkriterium

Die Fließbedingung gibt an, bei welchem Spannungszustand der Werkstoff zu plastifizieren beginnt. Bei einem einachsigen Spannungszustand (z.B. im Zugversuch) tritt Fließen ein, wenn die Spannung den Wert k_f (Fließspannung) erreicht [65]. Das Fließkriterium stellt den Zusammenhang zwischen der ermittelten, einachsigen Fließspannung und dem eigentlich mehrachsigen Spannungszustand her [55]. Es wird zwischen isotropen (z.B.: Tresca, von Mises) und anisotropen Fließbedingungen (z.B.: HILL, 1948 [52], BARLAT UND LIAN, 1989 [2] und HILL, 1990 [53]) unterschieden, siehe **Tabelle 1**. Dabei entspricht das Fließverhalten von Stahl-

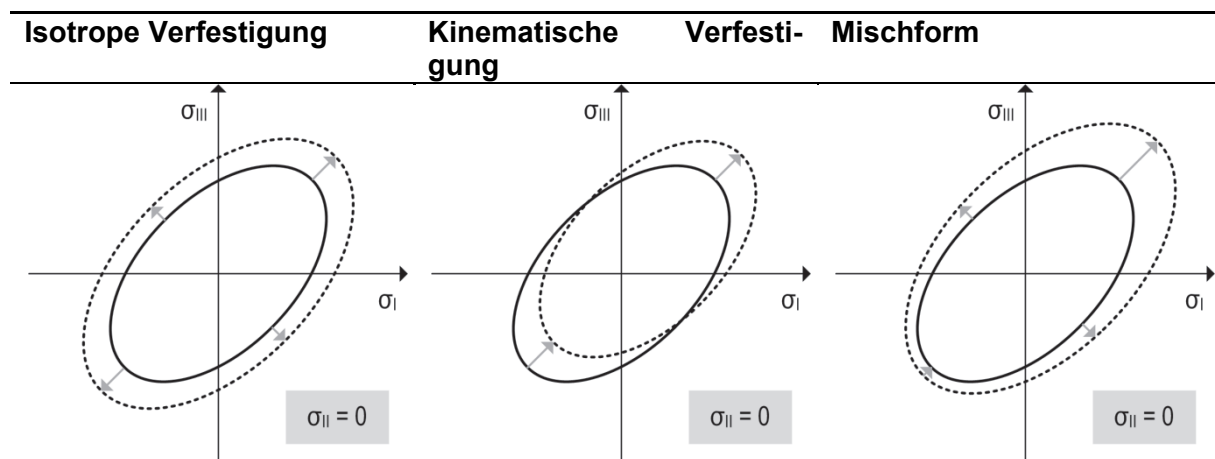
werkstoffe im Allgemeinen der elliptischen Fließortkurve nach Hill, Aluminiumwerkstoffe werden besser durch Barlat abgebildet. Auch hier gilt: Je komplexer die Modelle desto mehr Parameter müssen experimentell bestimmt werden. In der Literatur findet man für die Fließbedingung nach Barlat89 die Empfehlung für den Fließortexponenten $M = 6$ für Stahlwerkstoffe und $M = 8$ für Aluminiumwerkstoffe. KESSLER et al. [59] empfehlen jedoch die M-Werte nicht ohne Materialtests festzulegen, da mitunter deutliche Abweichungen für die untersuchten Stahlwerkstoffe ($M = 4,5 \dots 5$) ermittelt wurden.

Tabelle 1: Fließbedingungen in der Blechumformsimulation

Isotrope Fließbedingungen	Anisotrope Fließbedingungen	
 <p style="text-align: center;">R_e</p>	 <p style="text-align: center;">r_0, r_{90}, R_e</p>	 <p style="text-align: center;">$r_0, r_{45}, r_{90}, R_e, M$</p>

Verfestigungsart

Das Verfestigungsgesetz beschreibt den Anstieg der Fließgrenze in Folge der vorangegangenen Umformung [65]. Dabei wird zwischen ideal plastischer, isotroper und kinematischer Verfestigung sowie Mischformen aus beiden unterschieden, siehe **Tabelle 2**. Zur Abbildung des Bauschinger-Effektes, d.h. der Verringerung der Fließspannung bei vorangegangener entgegengesetzter Zug- oder Druckbelastung, sind kinematische Verfestigungsmodelle einzusetzen.

Tabelle 2 Gängige Verfestigungsgesetze

Das Verfestigungsverhalten wird durch eine Fließkurve abgebildet. Die Fließkurve entspricht der Fließspannung in Abhängigkeit vom Umformgrad. Sie beginnt am Ende der Hookeschen Gerade [32]. Neben dem Umformgrad kann die Fließspannung von der Umformgeschwindigkeit, der Temperatur, von der Walzrichtung und der Umformgeschichte abhängig sein [64]. In der derzeitigen industriellen Prozesssimulation des Tiefziehens bei Raumtemperatur werden meist nur Umformgrad und Anisotropie berücksichtigt. Die Fließkurve kann mit Hilfe approximierender Gleichungen (**Tabelle 3**) oder direkt als Messwertkurve in den Materialmodellen berücksichtigt werden [67].

Tabelle 3 Gängige Fließkurvenapproximationen in der Umformung von Stahlblech

Approximation nach ...	Gleichung	Quelle	Jahr
Hollomon/Reihle	$k_f = K \cdot \varphi^n$	HOLLOMON [56] REIHLE [81],	1645 1961
Ludwik	$k_f = K_1 \cdot \varphi^n + K_0$	LUDWIK [68]	1909
Swift	$k_f = K_1 \cdot (K_2 + \varphi)^n$	SWIFT [98]	1952
Gosh	$k_f = K_1 \cdot (K_2 + \varphi)^n + K_0$	GOSH [40]	1977
Voce	$k_f = K_2 - (K_2 - K_1) \cdot e^{(-m \cdot \varphi)}$	VOCE [102]	1948
Hockett-Sherby	$k_f = K_2 - (K_2 - K_1) \cdot e^{(-m \cdot \varphi^n)}$	HOCKETT [54]	1975
K_i ... Werkstoffparameter			

Im Bereich der Kaltumformung ist der Einfluss der Umformgeschwindigkeit auf das Fließverhalten eher gering, mit steigender Temperatur nimmt deren Bedeutung zu [55]. Mit höheren Temperaturen fallen die Festigkeitswerte ab [32]. Höhere Umformgeschwindigkeiten bedingen ein höheres Niveau der Fließspannung, da Entfestigungsvorgänge nicht oder nur teilweise stattfinden können [55].

Die strukturelle Abbildung des Bleches erfolgt in kommerziellen FE-Programmen zur Umformsimulation (z.B. LS-DYNA, AutoForm, PAM-STAMP 2G) in der Regel durch 4-Knoten Schalenelemente mit meist linearem Ansatz. Die notwendige Abbildungsgenauigkeit bei der Ausformung von kleinen Radien wird durch eine automatische Netzverfeinerung sichergestellt. In den gängigen Materialmodellen für die Umformsimulation kann das anisotrope Fließverhalten durch die Modellansätze von HILL [52] und BARLAT [2] abgebildet werden. VEGTER UND BOOGAARD [101] stellen eine Möglichkeit vor, auch unsymmetrisch-anisotrope Werkstoffe modellieren zu können. In FE-Programmen kann die Abhängigkeit der Fließkurve von der Umformgeschwindigkeit über entsprechende Tabellen [67] oder umformgeschwindigkeitsabhängigen Fließkurvenansätze z.B. nach JOHNSON UND COOK [57] oder COWPER UND SYMONDS [24] berücksichtigt werden.

Schädigungsmodell

Zunehmend steht in der Blechumformung auch die Modellierung des Schädigungsfalles im Mittelpunkt des Interesses. Industrieller Standard ist die Bewertung des geformten Bauteils hinsichtlich Schädigung mit Hilfe einer kritischen Blechausdünnung oder eines Grenzformänderungsschaubildes. Neuere Entwicklungen streben eine durchgängige Modellierung von der Blechumformung bis zum Fahrzeugunfall an. Die üblichen Versagensmodelle in der Crash-Simulation auf Basis des Gurson-Modells [47] lassen sich nur eingeschränkt auf die Blechumformsimulation übertragen. Eine Neuentwicklung in Richtung Übertragbarkeit stellt das auf Triaxialität und Lode-Winkel basierende GISSMO Materialmodell dar [3].

2.1.2 Ermittlung der Parameterwerte

Nach GROßMANN [42] erfolgt die Bestimmung von Parametern anhand von Informationen aus dem Originalsystem und ist abhängig von der bei der Modellbildung auf das Original angewendeten Abstraktion.

Das wichtigste Verfahren zur Ermittlung der Materialkennwerte ist der Zugversuch nach DIN 10002-1. Er dient zur Aufnahme eines Spannungs-Dehnungs-Diagramms [64]. Die Bestimmung der Fließortkurve erfolgt durch die Ermittlung des r -Wertes [65]. Zur Ermittlung der Anisotropieparameter r_0 , r_{45} , r_{90} wird zusätzlich die Dickenänderung der Materialprobe im Zugversuch aufgenommen. Zur Bestimmung der Materialkennwerte stehen noch viele weitere Prüfverfahren, wie z.B. Stauchversuch, hydraulischer Tiefungsversuch zur Verfügung. **Bild 4** gibt eine Übersicht über die Vielzahl an gängigen Untersuchungsverfahren. Die Materialkennwerte werden bei diesen Verfahren über Bestimmungsgleichungen ermittelt.

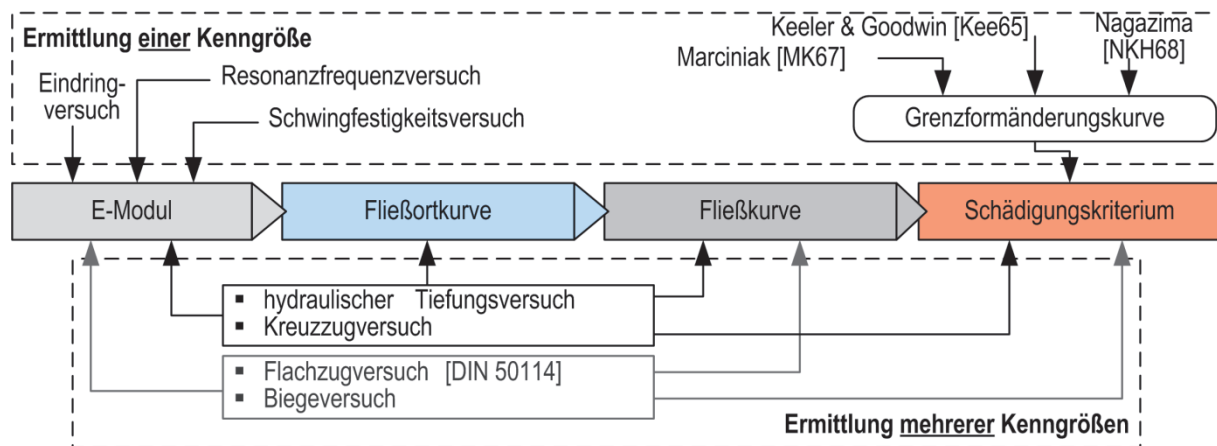


Bild 4 Auswahl an Verfahren zur Ermittlung von Materialparametern für die Blechumformung

Eine andere Methode zur Ermittlung von Materialparametern stellt die Systemidentifikation dar. Hierbei werden die Parameterwerte eines Simulationsmodells mit Hilfe von mathematischen Optimierungsverfahren aus dem dazugehörigem Experiment invers bestimmt. Beispielfhaft wird in [39] eine inverse Methode vorgestellt, Materialparameter für AlMg2 und DC04 invers aus einem Zugversuch mittels Simplex-Methode auf Basis von Kraft- und Dehnungsmesswerten zu bestimmen. Zur Ermittlung von Kennwerten für kinematische Verfestigungsmodelle muss eine Belastungsänderung des Werkstoffes in Zug- und Druckrichtung erfolgen. Dazu eignet sich aufgrund seines einfachen und robusten Aufbaus der 3-Punkt-Biegeversuch. Der Versuch erfordert eine inverse Parameteridentifikation [34].

Die Grenzformänderungskurve kann über unterschiedliche, meist aufwendige Verfahren [58, 69, 72] ermittelt werden. Komplexere Schädigungsmodelle wie das GISSMO-Modell erfordern die Durchführung von mindestens 5 verschiedenen Versuchen um das Versagensmodell ausreichend zu kalibrieren.

2.2 Reibungsverhältnisse in der Kontaktfuge

Bei Blechumformprozessen ist das Verhältnis von Oberfläche des Bauteils zum umgeformten Volumen sehr groß. Aus dem Grund nimmt die Reibkraft einen großen Anteil der aufzubringenden Kraft ein [32]. Die Reibungsverhältnisse zwischen Blechwerkstoff und Werkzeug beeinflussen den Tiefziehprozess in entscheidendem Maße [109].

Nach [25, 38, 109] hängen die Reibungsverhältnisse stark von der Gestalt der Oberflächen der Reibpartner, deren Relativgeschwindigkeit, der Kontaktnormalspannung sowie der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs ab. Die Viskosität wiederum ist eine Funktion der Temperatur und des Drucks.

2.2.1 Strukturelle und funktionale Abbildung

Zunächst muss zwischen den Reibpartnern ein Kontakt definiert werden. In kommerziellen FE-Programmen werden meist Kontakte vom Typ Knoten-zu-Oberflächen (LS-DYNA) oder Punkt-zu-Oberfläche (ANSYS) verwendet [88]. Dabei kann die Kontaktbedingung durch verschiedene Verfahren, wie z.B.: a) der direkten Einführung der Nebenbedingung (Multi-Point Constraint), b) dem Penalty-Verfahren (Bestrafungsverfahren) oder c) der Lagrange-Multiplikator-Methode erfüllt werden [88]. In kommerziellen FE-Programmen zur Umformprozesssimulation kommt meist das Penalty-Verfahren zur Abbildung der Kontaktnormalspannung zum Einsatz [67].

Die tangentielle Reibungskraft wird typischerweise mit Hilfe des Coulomb'schen Reibgesetzes und konstantem Reibzahl μ [83] aus der Kontaktnormalkraft berechnet [88]. Das Coulomb'sche Reibungsgesetz gilt allerdings nur für geringe Relativgeschwindigkeiten, kleine Normalspannungen und Reibung ohne Schmierung [109]. Ist der Reibkraftanteil im Vergleich zur Umformkraft hoch, führt die Verwendung eines konstanten Reibwertes zu deutlichen Abweichungen der simulierten und gemessenen Pressenkräfte.

Auch in erweiterten Prozessmodellen kommt der Ansatz des Coulomb'schen Reibungsgesetzes zur Beschreibung der Reibungsverhältnisse in der Wirkfuge zwischen Blechwerkstoff und Werkzeug zum Einsatz. Der Reibwert kann allerdings als Funktion von Normaldruck und Gleitgeschwindigkeit berücksichtigt werden. FRONTZEK [38] ermittelte dazu entsprechende Approximationsgleichungen welche die Ermittlung von 6 Parameterwerten erfordern. Basierend auf den funktionalen Zusammenhängen zwischen Reibzahl, Gleitgeschwindigkeit und Normaldruck entwickelt [73] ebenfalls ein Reibmodell, welches die Bestimmung von 7 Parameterwerten verlangt. Im kommerziellen FEM-Löser LS-DYNA können diese Abhängigkeiten zum Beispiel über entsprechende Reibwerttabellen berücksichtigt werden [67].

2.2.2 Ermittlung der Parameterwerte

In der Regel wird der Wert der Reibzahl in Abhängigkeit von Reibpartnern und Schmierstoff aus der Literatur entnommen. Da aber die Reibzahl eine systembezogene Größe ist, sollte sie deshalb möglichst prozessnah ermittelt werden [38]. LANGE [65] stellt verschiedene Versuchsanordnungen zur Bestimmung der Reibzahl vor. Dabei wird in der Blechumformung der Streifenzugversuch in verschiedenen Varianten zur Bestimmung des Reibwertes eingesetzt (siehe **Bild 5**).

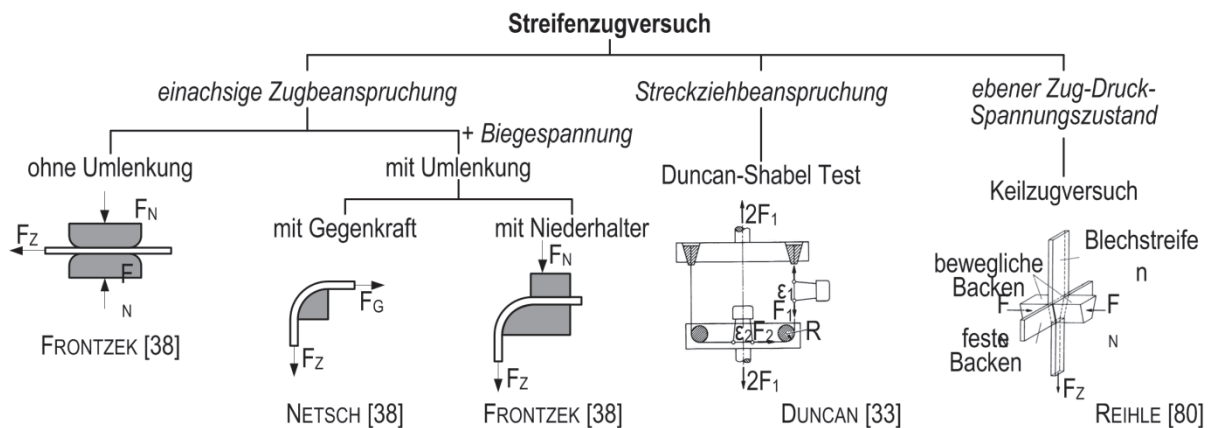


Bild 5 Streifenzugverfahren zur Ermittlung der Reibzahl in der Blechumformung

Der Streifenzugversuch mit und ohne Umlenkung ist als wichtigster Versuch zur Ermittlung von Reibparametern unter einachsiger Zugbeanspruchung hervorzuheben. FRONTZEK [38] ermittelt normaldruck- und geschwindigkeitsabhängige Reibzahlen in der Flachbahn (repräsentiert Verhältnisse unter dem Niederhalter) sowie für 90° Umlenkung (repräsentiert Verhältnisse am Matrizenradius und Stempelradius). Die Versuchseinrichtung kann mit Prozesstemperatur betrieben werden. Zur Abbildung der hohen Normaldrücke und der Spannungszustände im Blech beim Tief- bzw. Streckziehen wurden weitere Versuchsaufbauten auf Basis des Streifenzugversuches durch DUNCAN [33] und REIHLE [80] entwickelt.

2.3 Karosserieziehwerkzeuge

2.3.1 Prinzip und Bedeutung für den Umformprozess

Karosserieziehwerkzeuge bestehen aus einer Grundstruktur und den Wirkflächen (auch Werkzeugaktivflächen) zur eigentlichen Formgebung [9]. Die Grundstruktur dient zur Aufnahme der Kräfte und zur Übertragung der Bewegungen vom Pressenstößel auf das Oberwerkzeug, bzw. der Kräfte vom Ziehkissen auf den Niederhalter. Die Werkzeuge bestehen aus einem Ober- und Unterwerkzeug. Dabei kann grundsätzlich zwischen Werkzeugen für einfach- und doppeltwirkende Pressentypen unterschieden werden, siehe **Bild 6**.

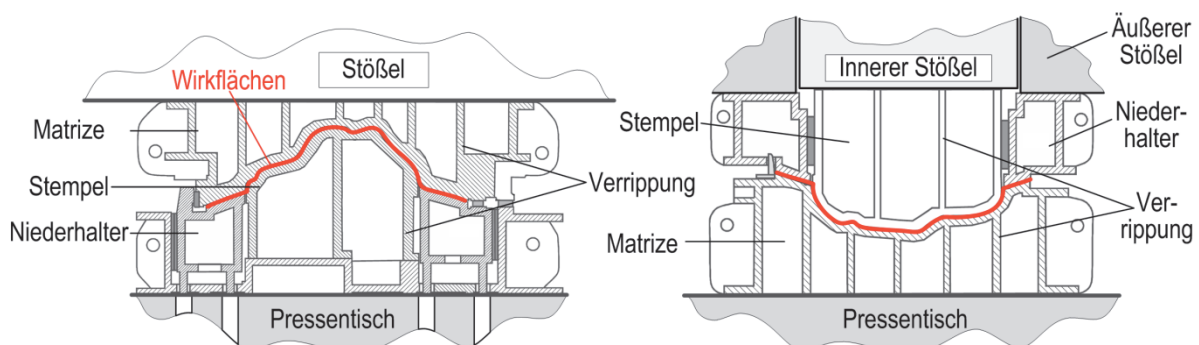


Bild 6 Prinzipieller Aufbau von Tiefziehwerkzeugen (in Anlehnung an [9]); links Werkzeug für einfachwirkende Presse; rechts: Werkzeug für doppeltwirkende Presse

Bei Werkzeugen für einfachwirkende Pressen ist der Stempel auf dem Pressentisch, die Matrize am Pressenstößel montiert. Die Niederhalterkraft wird von unten durch eine zusätzliche Zieheinrichtung im Werkzeug (Folgeverbund-, Transferwerkzeuge) oder in der Presse (Stufen-, Linienwerkzeuge) aufgebracht. Doppeltwirkende Pressen verfügen über einen inneren Pressenstößel zur Realisierung des Stempelweges und einen äußeren Pressenstößel zum Aufbringen der Niederhalterkraft. Die Matrize ist fest auf dem Pressentisch angebracht. Die Werkzeugtypen können hinsichtlich der Operationsstufen pro Werkzeug in Linienwerkzeuge (auch Stufensätze genannt) mit einer Operationsstufe im Werkzeug und in Mehrstufenverbundwerkzeuge (Folgeverbund-, Transfer-, Stufenwerkzeuge) mit mehreren Operationsstufen im Werkzeug eingeteilt werden, siehe **Bild 7**. Mehrstufenverbundwerkzeuge weisen Prinzip bedingt außermittige Prozesslasten auf. Aufgrund unsymmetrischer Bauteilgeometrien ist auch bei Linienwerkzeugen mit einer sich während des Prozesses in ihrer Position verändernden, resultierenden Prozesslast zu rechnen.

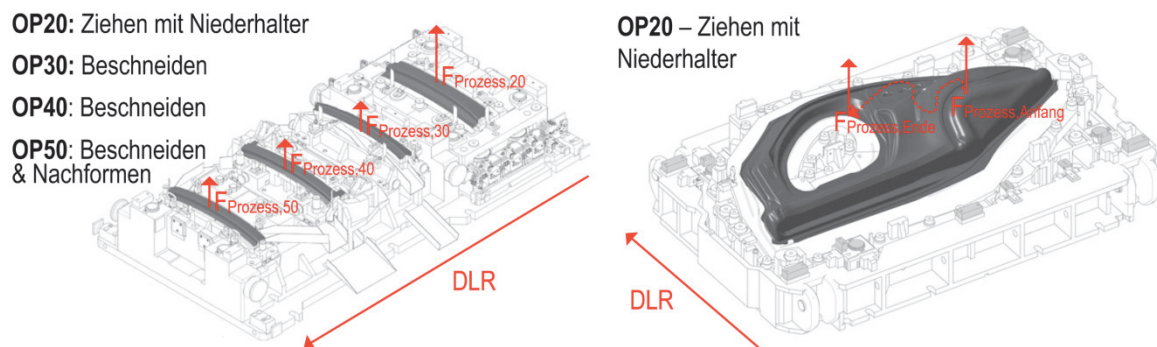


Bild 7: links: Transferwerkzeug; rechts: Erste Operationsstufe eines Linienwerkzeuges (in Anlehnung an [9])

Als Werkzeugwerkstoff kommt typischerweise Gusseisen (große Werkzeuge) oder Stahl (kleine Werkzeug mit geringer Bauhöhe) oder Sphäroguss zum Einsatz [11]. Die Werkstoffe unterscheiden sich signifikant hinsichtlich der Elastizitätsmoduli und der Werte der Reibzahl, siehe **Tabelle 4**.

Tabelle 4 Werkstoffeigenschaften typischer Werkzeug-Werkstoffe

Werkstoff	E-Modul in GPa	Einsatzgebiet	Quelle
GG-25	103 ... 118	Unterbau Ziehstempel	BIRKERT [9], BOGON [11]
GGG70/GGG70L	170 ... 185	Gehärtet für Werkzeugaktivflächen	BIRKERT [9], BOGON [11]
WZ-Stahl (z.B. 1.2379)	210	Verschleißeinsätze, Formeinsätze	BIRKERT [9]
Stahlguss (z.B. 1.2320)		Formeinsätze	BIRKERT [9]
Baustahl (St52)	210	Blockbauweise: WZ mit geringer Bauhöhe	BIRKERT [9]

Zur Beeinflussung des Materialeinzuges in die Matrize werden nach VDI 3141 u.a. Wulste im Bereich der Einlaufkanten (Einfließwulste) oder im Niederhalter (Ziehstäbe) eingesetzt (siehe **Bild 8** links). Einfließwulste werden auch als Sperr- oder Bremswulste bezeichnet wenn der Werkstofffluss sehr stark gebremst werden soll. Sie tragen zur Erhöhung der radialen Zugspannungen bei und verhindern damit die Bildung von auf tangentialer Druckspannung zurückführbare Falten 2. Art. Ziehstäbe sollen den geometrieabhängigen Spannungs- und Formänderungswiderstand ausgleichen und somit die unterschiedliche Neigung des Blechteils zur Falten- und Reißerbildung verhindern. Die Anordnung von Ziehstäben wird exemplarisch in **Bild 8** rechts dargestellt. Bei komplexen Bauteilen kann trotz weit entwickelter virtueller Methodenplanung die endgültige Aussage zu Anordnung und Dimensionierung der Ziehstäbe erst nach der Einarbeitung der Werkzeuge getroffen werden. Die Gegenseite zum Ziehstab wird als Sickengrund (auch Sickengraben) bezeichnet. Um ein ganzflächiges Aufliegen der Platine auf dem Werkzeug beim Einlegen zu gewährleisten, wird der Ziehstab in Oberwerkzeug und der Sickengrund im Unterwerkzeug angeordnet [9]. In Werkzeugen für einfachwirkende Pressen befindet sich der Sickengrund damit im Niederhalter.

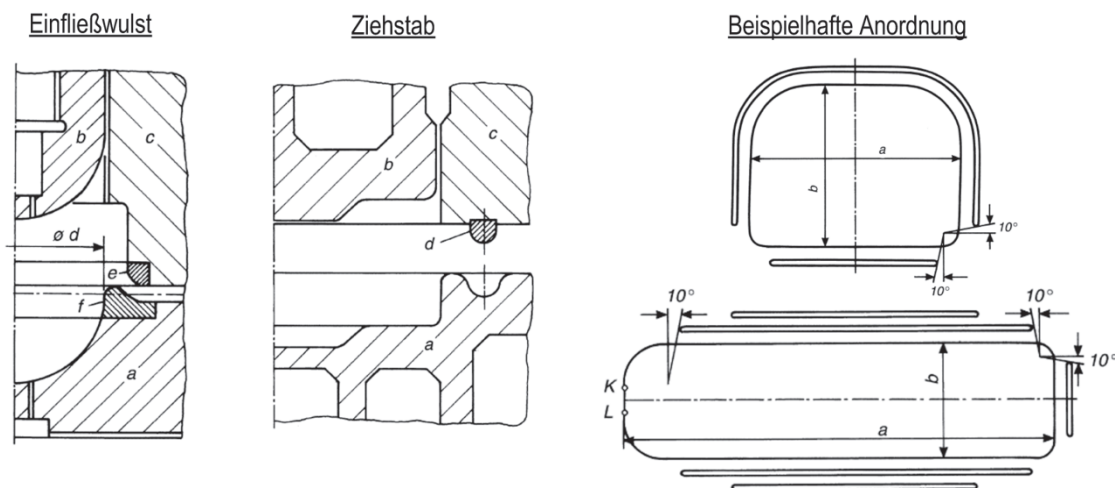


Bild 8 Form und Anordnung von Einfließwulsten und Ziehstäben (in Anlehnung an VDI 3141)

Werkzeugführungen kommen zum Einsatz um den Versatz von Ober- und Unterwerkzeug aufgrund von außermittiger oder horizontaler Belastung entgegenzuwirken [32]. Eine optimale Gestaltung der Werkzeugführung erhöht die Systemsteifigkeit (Werkzeug-Pressen) in Querrichtung [79]. Massiv ausgelegte Werkzeugführungen verhindern den Versatz von Ober- und Unterwerkzeug nahezu komplett und garantieren damit ein gleichbleibendes Druckbild des eingearbeiteten Werkzeuges [90]. Des Weiteren reduzieren sie die Stößelkippung [90], vereinfachen den Transport, die Lagerung und das Einrichten der Werkzeuge [106]. Werkzeugführungen sind überbestimmte Systeme. Es kommen Stollen- oder Säulenführungen, in Einzelfällen auch beide in einem Werkzeug zum Einsatz [9]. Dabei findet man 2 grundsätzlich verschiedene Werkzeugaufbauten: Ziehwerkzeuge in Kastenbauweise (vorwiegender Einsatz von

Säulenführungen (siehe **Bild 9 links**) und Ziehwerkzeuge in Normalausführung (Einsatz von Säulenführungen und Kombinationen aus Säulen- und Stollenführungen (siehe **Bild 9 rechts**).

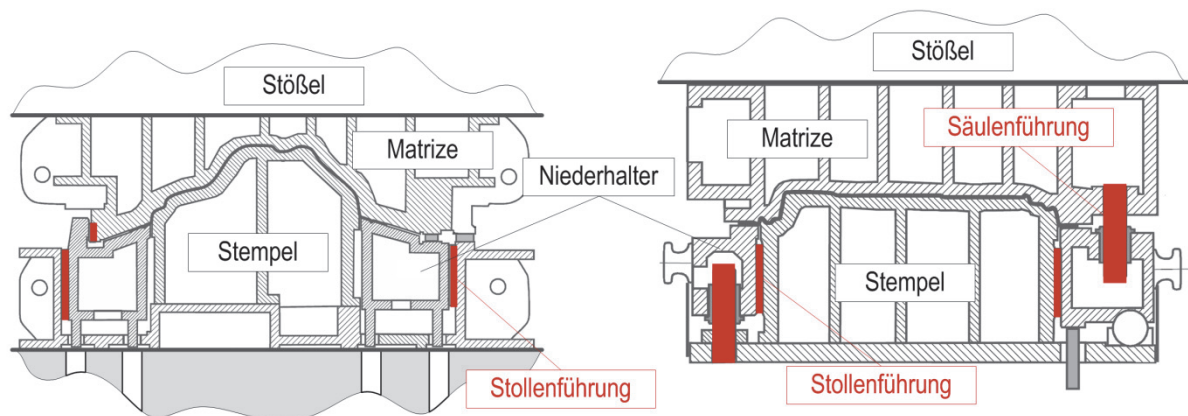


Bild 9 Ziehwerkzeug auf einfachwirkender Presse mit Ziehkissen (in Anlehnung an [9]) links: in Kastenbauweise, rechts: in Normalausführung

Stollenführungen dienen hauptsächlich der Aufnahme von horizontalen Kräften [9] und werden in Großwerkzeugen mit großer Flächenpressung eingesetzt [106]. Säulenführungen können als Wälz- oder Gleitführungen ausgeführt werden. Gleitführungen werden zur Aufnahme von großen horizontalen Kräften eingesetzt. Aufgrund des punkt- oder linienförmigen Kontaktes sind Wälzführungen deutlich weicher als Gleitführungen [106]. Wälzführungen kommen bei größeren Hubzahlen ($n > 200 \text{ min}^{-1}$) zum Einsatz.

2.3.2 Wechselwirkungen im Gesamtsystem Presse-Werkzeug-Prozess

Der Einfluss der Werkzeugführung auf die Stößelkipplage und auf den Versatz der oberen und unteren Werkzeughälfte in der Schließebene ist stark abhängig von der jeweiligen Kombination von Maschine und Führungsart. Besonders wichtig ist die konstruktive Ausführung der Führungsaufnahme, da die Steifigkeit der Werkzeugführung in der Regel durch die Befestigung der steifen Führungselemente bestimmt wird [106]. Es wurden eine Reduzierung des Versatzes von bis zu 85% des Versatzes ohne Werkzeugführungen gemessen [90]. Zusätzlich gibt SCHULER [90] eine Verringerung der Stößelkipplage durch den Einsatz von Säulen als Werkzeugführung von bis zu 13,5% an. Wagener und Schlott [107] dokumentieren bei einer 2500 kN Exzenterpresse und einer Kombination aus Messingstollen- und Säulenführung eine Erhöhung der Kippsteifigkeit von bis zu 195% der Ausgangskippsteifigkeit ohne WZF, siehe **Tabelle 5**. Zudem berichten WAGENER ET AL. [106], dass bei genügend steifer Werkzeugkonstruktion eine Verringerung der Stößelkipplage um bis zu 34% und des Versatzes von Ober- zu Unterwerkzeug um bis zu 90% erreicht werden kann.

Tabelle 5: Einfluss der Werkzeugführung (WZF) auf die Stößelkippung einer 2500 kN Exzenterpresse bei einem Belastungsmoment am Stößel von 165 kNm [107]

Führungssystem	Anfangs- kippung	Elastische Kippung	Kippsteifigkeit	
	mm/m	mm/m	kNm/mm/m	% ohne WZF
keine WZF	0,29	0,74	225	-
Säulen	0,09	0,52	320	142
Stollen (PTFE) + Säulen	0,06	0,45	370	164
Stollen (PTFE)	0,06	0,45	370	164
Stollen (Messing)	0,03	0,4	416	185
Stollen (Messing) + Säulen	0,025	0,38	438	195

2.3.3 Strukturelle und funktionale Abbildung in der FE-Prozesssimulation

Werkzeuge werden meist als ideal steif angenommen. Die Abbildung der Werkzeugaktivflächen erfolgt als Starrkörper. Dies führt zu einer ungenauen Berechnung der Kontaktnormalspannungen und wirkt sich über die Reibkraft auf den Charakter des Blecheinzuges aus, da die elastische Nachgiebigkeit der Umformwerkzeuge einen wesentlichen Einfluss auf den Karosserieziehprozess hat [83]. Die Geometrie der Aktivflächen wird aus den CAD Daten gewonnen. Einflusswülste und Ziehstäbe werden mittels Ersatzmodellen abgebildet [85]. Dies erfolgt durch Krafrandbedingungen an den Blechknoten. Lediglich zur Untersuchung des Schließverhaltens des Werkzeuges erfolgt eine geometrische Berücksichtigung der Ziehstäbe in der FE-Simulation.

Die große Anzahl zu berechnender Freiheitsgrade in elastisch modellierten Werkzeugen hat konsequenterweise dazu geführt, dass verschiedene Reduktionsmethoden untersucht wurden. Dabei weisen die modale Reduktion und die statische Kondensation Nachteile hinsichtlich des erhöhten Speicherbedarf und der umständlichen Handhabbarkeit auf [51]. Eine vielversprechende Reduktion wird in der Kopplung von groben Volumenelementen für die Werkzeuggrundstruktur und feinen Kontaktschalen für die Werkzeugwirkfläche gesehen [49, 51]. Dabei werden die Kontaktschalen durch eine geometrische Zwangsbedingung an die groben Volumenelemente gebunden, siehe **Bild 10 links**.

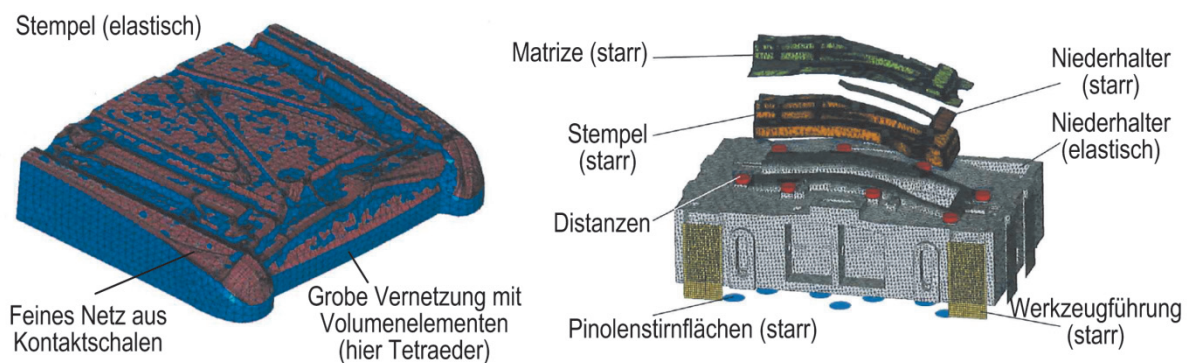


Bild 10: Elastische Modellierung von Werkzeugstrukturen: links: „Hybrid“-Vernetzung [49]; Vollvernetzung mit Tetraederelementen [36]

Auch eine Vollvernetzung der Werkzeugstruktur wird von einigen Autoren aufgrund steigender Rechenleistung bevorzugt und als zukunftsfähig beurteilt. FAASS [36] stellt zur virtuellen Bewertung des Einsatzes von Blechhalterdistanzen zur Materialflusssteuerung ein FE-Prozessmodell mit ebenfalls elastisch modelliertem Niederhalter aus Tetraederelementen vor (**Bild 10 rechts**). GROßMANN ET AL. [46] demonstrieren zudem, wie auf Basis elastischer Modellerweiterungen die elastische Durchbiegung des Ziehtrings unter Prozesslast durch virtuelles Bombieren der Werkzeugoberfläche schon vor der Erstellung der Fräsdaten kompensiert werden kann. Des Weiteren werden Methoden zur Gebietszerlegung, d.h. Berechnung von linearen und nichtlinearen Modelldomänen durch unterschiedliche Ansätze in der Literatur als Recheneffizienz steigernd angesehen. Dazu stellt BÄCKER [4] die Kopplung von FEM zur Abbildung des nichtlinearen Umformprozesses und REM (Randelementmethode) zur recheneffizienten Modellierung der linearen Werkzeugelastizitäten vor.

Die Notwendigkeit der Abbildung der Werkzeugelastizität in der FE-Prozesssimulation hat in den letzten Jahren zu immer komplexeren Modellen und zuverlässigeren Reduktionsmethoden für immer größere Werkzeugstrukturen geführt, siehe **Tabelle 6**.

Tabelle 6: Abbildung der Werkzeugelastizität in der FE-Prozesssimulation

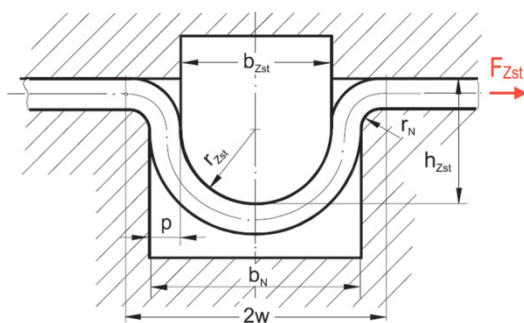
Elastische Modellierung von Tiefziehwerkzeugen	Quelle	Jahr
Grobe elastische Abbildung eines Rechteckwannenwerkzeuges als Viertelmodell mit Hexaeder und Tetraederelementen	ROPERS [87]	2001
Statisch kondensierten Niederhalterstruktur für 3 Werkzeuge ohne experimentellen Abgleich	ROLL ET.AL. [86]	2005
Modellierung eines segment-elastischen Niederhalters mit Hexaederelementen	PALANISWAMY ET.AL. [78]	2006
Übertragung der Prozesslast als Vektorfeld auf elastisch modellierte Werkzeuge (Tetraedernetze)	V. SCHWERIN [92]	2007
FE-Prozesssimulation mit elastische Abbildung des Numisheet S-Rail-Werkzeuges (ca. 400 x 300 mm) mit Tetraederelementen	GROßMANN U.A. [45]	2007
FE-Prozessmodell elastisch modellierten ebenen Niederhalters (Tetraederelemente) ohne experimentellen Abgleich	CLARKE [23]	2008
Untersuchung der modalen Reduktion, statischen Kondensation und „Hybrid“-Vernetzung für einen Werkzeugausschnitt mit Ziehradius und für den Niederhalter eines S-Rail-Werkzeuges (ca. 400 x 300 mm)	HAUFE [50]	2008
Modellierung des Niederhalters eines B-Säulenwerkzeuges (1000 x 280 mm) mit Tetraederelementen	FAASS [36, 37]	2009
Modellierung des Niederhalters eines Seitenwandwerkzeuges (2500 x 1000 mm) mit Tetraederelementen	BRAEDEL [16]	2009
Anwendung „Hybrid“-Vernetzung auf Werkzeugstempel (ca. 1800 x 300 mm)	KULP ET AL. [63]	2010
Anwendung „Hybrid“-Vernetzung auf IMAUF-Werkzeug	HAUFE [49]	2010
Einsatz der Randelemente Methode zur recheneffizienten Modellierung von elastischen Werkzeugstrukturen	BÄCKER [4]	2011
Anwendung der Hybridvernetzung zur elastischen Modellierung des S-Rail-Werkzeuges	BROST [20]	2012

Die Ziehstäbe können physisch oder analytisch im Prozessmodell berücksichtigt werden. In der Praxis erfolgt die Abbildung der Ziehstäbe aufgrund der Recheneffizienz allerdings meist analytisch. Die Berücksichtigung der Ziehstäbe in einer Prozesssimulation mit elastischem Niederhalter oder elastischer Matrice ist nicht bekannt.

Die Werkzeugführung findet nur in wenigen Veröffentlichungen zur FE-Prozesssimulation eine Erwähnung. Zumeist wird der Niederhalter durch die Definition von starren Randbedingungen an der Stelle der Werkzeugführung im Simulationsmodell gebunden, siehe **Bild 10 rechts** und **Bild 25 links**. Bei Simulationen mit kippelastischen Stößeln wird der Einfluss der Werkzeugführung auf die Stößelkipfung generell vernachlässigt. HARDTMANN [48] führt die mögliche Abbildung der Werkzeugführung auf, die praktische Umsetzung wird allerdings in zukünftigen Forschungsarbeiten gesehen.

2.3.4 Ermittlung der Parameterwerte

Zur Parametrierung der FE-Modelle der Werkzeuge wird zunächst das Elastizitätsmodul und die Werkstoffdichte benötigt. Dabei kann mit hinreichender Genauigkeit auf Literaturwerte zurückgegriffen werden. Zur Parametrierung der analytischen Ziehstäbe bieten Programme wie Autoform und Dynaform die Möglichkeit die Geometrie der Ziehstab-Blech-Sickengrund-Kombination in einer 2-dimensionalen Schnittansicht zu definieren. Daraus werden die Rückhalterkraft und die Kraft in Blechnormalenrichtung auf Basis von Datenbankwissen abgeleitet. Desweiteren besteht die Möglichkeit die Rückhalterkraft analytisch zu bestimmen. KLUGE [60] stellt dazu eine für halbrunde Ziehstäbe gültige Formel vor, siehe **Bild 11**.



Spannung im Blechquerschnitt

$$\sigma_{Zst} = K1 \cdot \frac{s_0}{r_N} \cdot \left[K2 + \mu \cdot \left(1 + 5,2 \cdot \frac{h_{Zst}}{w} \right) \right] \cdot R_M$$

für DC04 (St14): $K1 = 1,85$ $K2 = 0,2$

auf Ziehstablänge bezogene Rückhalterkraft

$$F_{Zst} = \sigma_{Zst} \cdot s_0$$

Bild 11 Berechnung der Rückhalterkraft des Ziehstabes nach KLUGE [60] unter Verwendung der Kennwerte K1 und K2 aus VOELKNER UND SÖRGEL [103]

2.4 Pressen der Blechumformung

2.4.1 Prinzip und Bedeutung für den Umformprozess

Pressen realisieren die relative Bewegung von Ober- zu Unterwerkzeug und bringen die notwendigen Kräfte (Umformkraft und Niederhalterkraft) für den Blechumformvorgang auf. Pressen können nach ihren begrenzenden Kenngrößen im Unteren Totpunkt (UT) eingeteilt werden, siehe **Bild 12**.

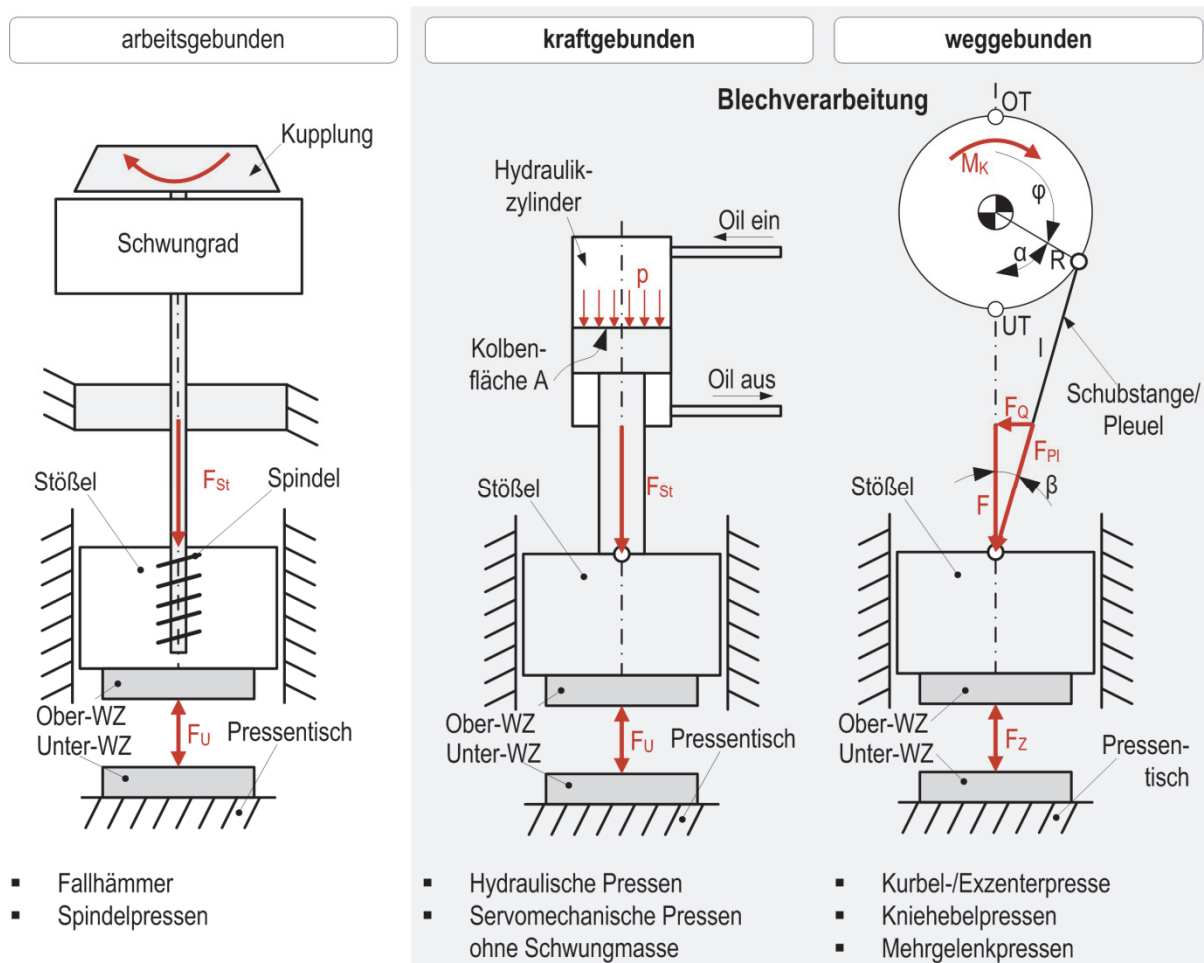


Bild 12 Einteilung der Pressen nach ihrer begrenzenden Kenngröße im unteren Totpunkt

In der Blechumformung kommen typischerweise kraft- und weggebundene Pressen zum Einsatz. Gegenwärtiger Trend ist der Einsatz von servo-mechanischen Pressen.

Des Weiteren lassen sich Pressen nach der Bauform des Gestells unterscheiden. C-Gestell-Pressen besitzen neben einer guten Zugänglichkeit des Arbeitsraumes den Nachteil unter Last stark asymmetrisch aufzufedern. Diese Bauform wird daher nur für kleinere und mittlere Pressen eingesetzt [111]. Großpressen für die Blechumformung werden typischerweise als Torgestellpressen in einfach- oder zweifachwirkender Bauweise ausgeführt (**Bild 13**). Doppeltwirkende mechanische Pressen weisen verschiedene Nachteile auf. Zum einen nimmt die Niederhalterkraft während des Tiefziehens aufgrund der elastischen Dehnung des Seitenständers ab. Aufgrund der komplizierten Antriebsmechanik sind diese Anlagen mit hohen Investitionskosten verbunden und beim Einsatz als Kopfpresse einer Pressenlinie ist eine zusätzliche, kosten- und platzintensive Wendeoperation für die nachfolgenden Prozesse notwendig.

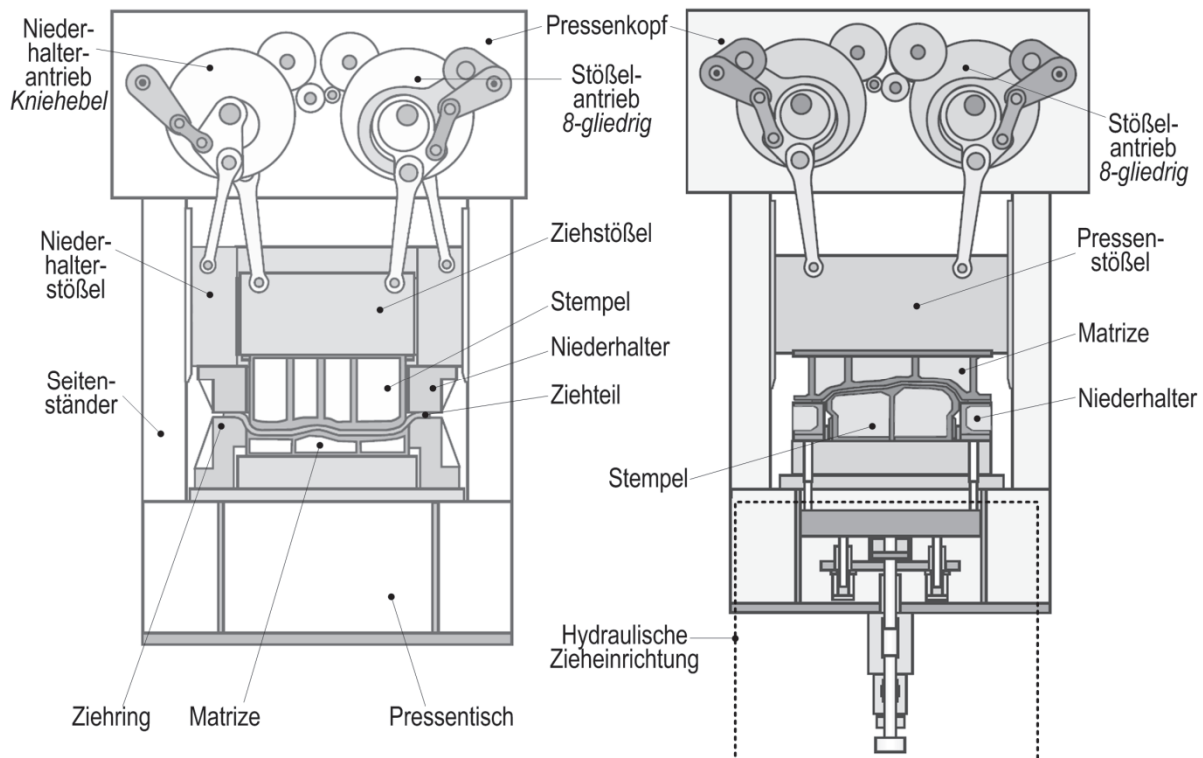


Bild 13 links: zweifachwirkende mechanische Presse, rechts: einfachwirkende mechanische Presse mit hydraulischer Zieheinrichtung, [90]

Aufgrund der oben genannten Nachteile von doppeltwirkenden Pressen kommen heutzutage im Presswerk hauptsächlich einfachwirkende Pressen zum Einsatz. Dabei kann zwischen Pressen für Transferwerkzeuge (**Bild 14**) und Pressen für Einzel- und Linienwerkzeuge (**Bild 15**) unterschieden werden.

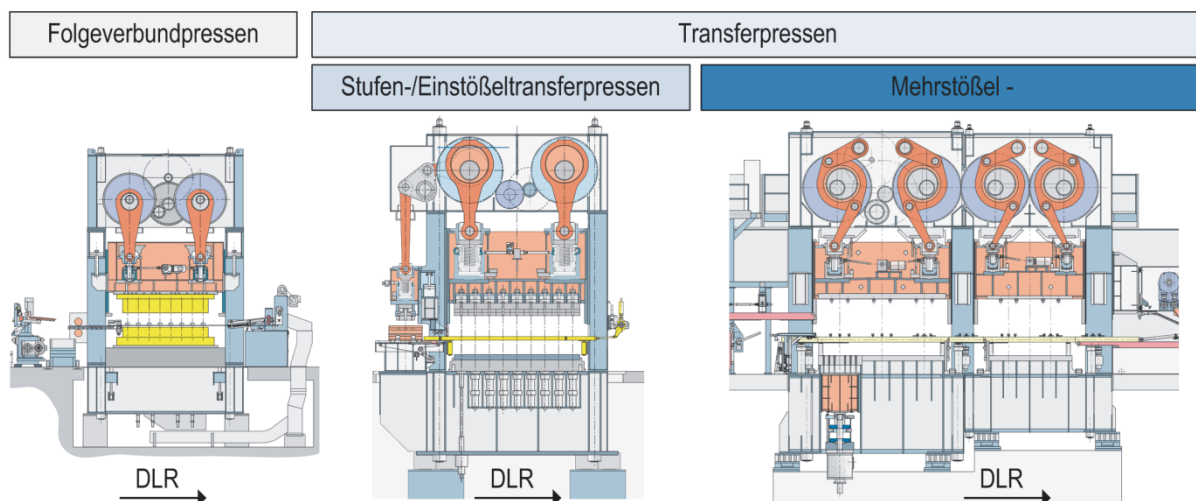


Bild 14 Pressmaschinen für Folgeverbund- und Transferwerkzeuge (in Anlehnung an SCHULER [91])

Aufgrund mehrerer Arbeitsstufen auf einer Presse sind Folgeverbund- und Transferpressen typische Vertreter für Werkzeuge mit stark außermittig auf die Presse wirkenden Prozesskräften. Trotz Werkzeugaufspannflächen von bis zu 7000 x 3000 mm eignen sich diese Pressentypen für kleinere bis mittlere Werkzeuggrößen und Ziehtiefen [9]. Stufenpressen zeichnen

sich durch pro Operationsstufe individuell einstellbaren Maschinenfunktionen (z.B. Ziehkissen in der ersten Operationsstufe) aus. Einzelpressen und Pressenlinien ermöglichen den Einbau sehr großflächiger Werkzeuge. Dabei wird stets nur eine Prozessstufe pro Maschine installiert. Die resultierende Prozesslast kann aber aufgrund von Bauteilasymmetrien häufig ebenfalls außermittig liegen.

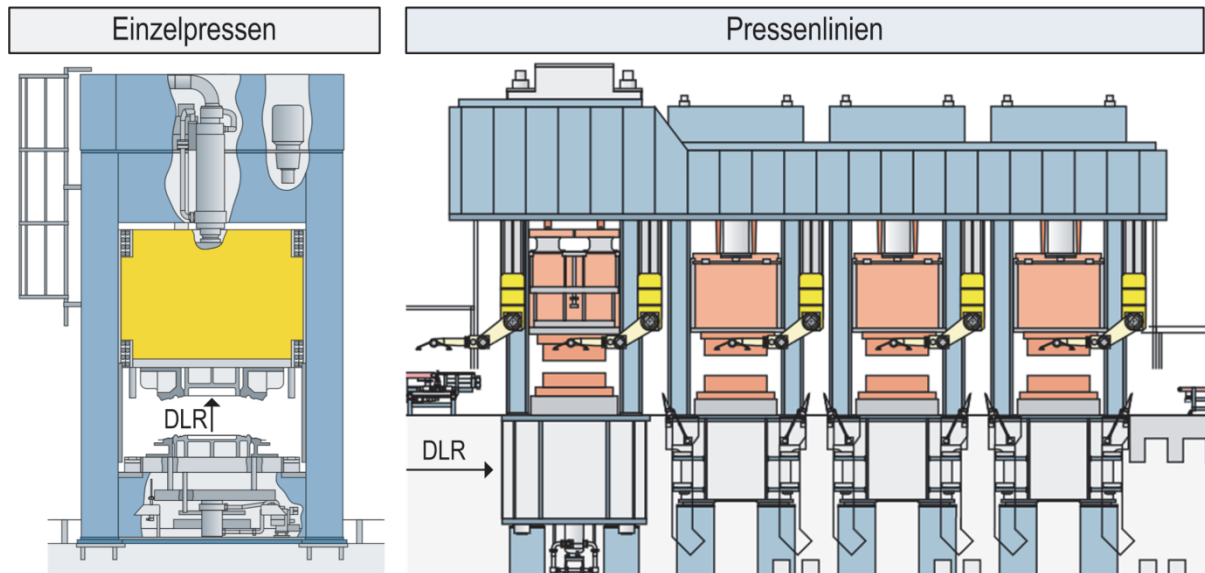


Bild 15 Pressmaschinen für Einzelwerkzeuge (in Anlehnung an SCHULER [91])

Die Niederhalterkraft wird bei einfachwirkenden Pressen durch das im Pressentisch befindliche Ziehkissen (auch Zieheinrichtung genannt) bereitgestellt, siehe **Bild 16**. Dabei wird die Kraft von den Ziehkissenantrieben (hier: Verdrängerzylinder) auf den Druckkasten übertragen. Die Pinolen (auch Druckbolzen genannt) befinden sich auf dem Druckkasten und verteilen die Kraft weiter auf den Niederhalter.

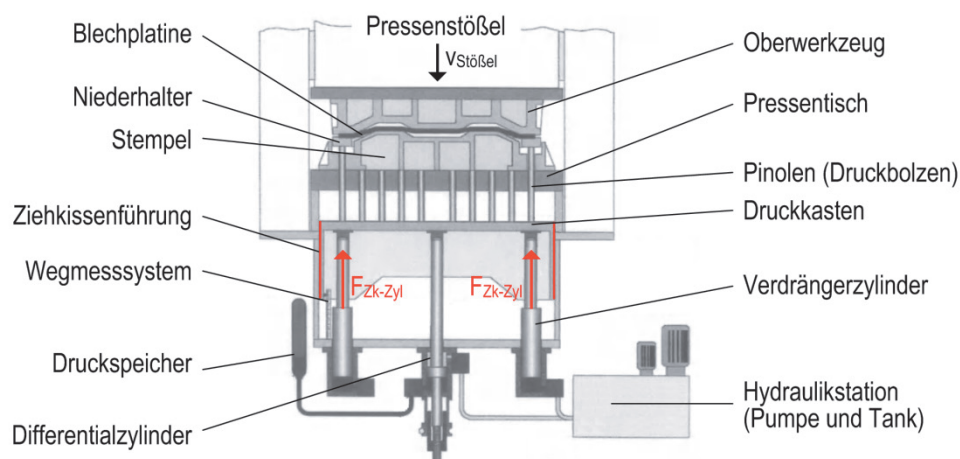


Bild 16 Schematische Darstellung eines hydraulischen 4-Punkt-Ziehkissens, auf Basis von TSCHÄTSCH [100]

Dabei kommen unterschiedlichen Krafterzeugungs- (pneumatisch, hydraulisch, mechanisch) und Krafterleitungsprinzipien (1-Punkt, Mehrpunkt, direkt, indirekt) zum Einsatz. In den meisten Tiefziehpressen sind heutzutage hydraulische Ziehkissen eingebaut.

Bei 1-Punktziehkissen wird die Ziehkissenkraft über einen Antrieb in der Ziehkissenmitte aufgebracht. Die Krafteinleitung erfolgt hier zwangsweise indirekt über den Druckkasten. Auf die Verteilung der Pinolenkräfte kann steuerungsseitig kein Einfluss genommen werden. Neben dem mechanischen Bearbeiten des Werkzeuges können nach SIEGERT [94] örtlich höhere Niederhalterkräfte nur durch Einlegen von zusätzlichen Unterlegscheiben zwischen Niederhalter und Pinolen erreicht werden. Dieses Vorgehen ist langwierig und nicht reproduzierbar. Der Kippung der Kissenplatte ist komplett durch entsprechende Führungen entgegenzuwirken [95]. Typischer Weise werden in Ziehkissen Gleitführungen als Flach- oder Rundführungen ausgeführt. Bei Flachführungen werden die Führungsschuhe als O-Führung oder 8-fach Seitenführung angeordnet, **Bild 17**. Je länger die Ziehkissenführung ist, desto kippsteifer sind die Ziehkissen [77]. Zudem zeigt das Diagramm, dass Ziehkissen mit 8-fach-Seitenführung deutlich steifer sind als Ziehkissen mit O-Führung.

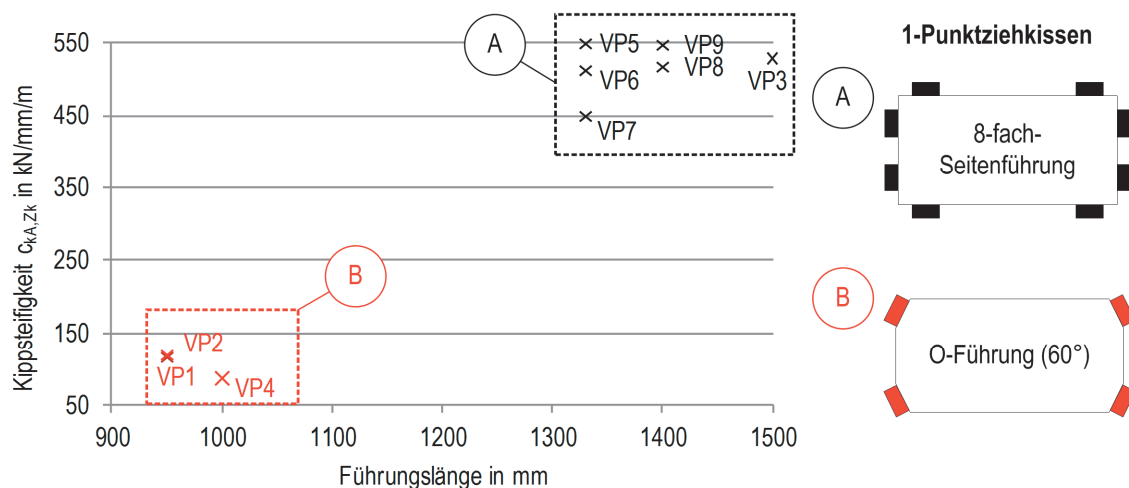


Bild 17 Typische Führungstypen und -anordnungen in Ziehkissen mit indirekter Krafteinleitung und die resultierende Kippsteifigkeit der Ziehkissen in Abhängigkeit von der Länge der Ziehkissenführung, auf Basis von PAHL [77]

Mehrpunktziehkissen ermöglichen die örtliche Beeinflussung des Niederhalterdrucks über die Steuerung der einzelnen Antriebselemente. Die Krafteinleitung kann dabei indirekt über den Druckkasten oder direkt an den Pinolen [94] erfolgen.

2.4.2 Wechselwirkungen im Gesamtsystem Presse-Werkzeug-Prozess

Die Genauigkeit der durch Umformen hergestellten Teile wird entscheidend von den elastischen Deformationen der Maschine mitgeprägt [108]. Dazu gehören die vertikale und horizontale Verlagerung des Pressenstößels, dessen Kippung um die X- bzw. Y-Achse sowie die Durchbiegung von Pressenstößel und -tisch. Die vertikale Pressensteifigkeit ist bedeutend für die vertikale Bauteilgenauigkeit [31]. Sie setzt sich aus der vertikalen Steifigkeit des Antriebs und des Gestells sowie der Biegesteifigkeit des Pressenstößels und -tisches zusammen [31,

32, 105]. Der Einsatz höchstfester Stähle erfordert den Einsatz von größeren Pressen zur Bereitstellung der notwendigen Prozesskraft. Aufgrund der mittigen Einleitung von großen Kräften in die Pressenstruktur beim Einsatz von kleinen Werkzeugen auf großen Pressen erfährt insbesondere der Pressentisch eine starke Durchbiegung [92].

Generell wird der Stößel- und Tischdurchbiegungen ein geringer Anteil (5-10%) an der vertikalen Verlagerung beigemessen, siehe **Bild 18**. WAGNER UND WEIGERT [105] messen dennoch Anteile der Durchbiegungen an der vertikalen Gesamtverlagerung von bis zu 21% für eine Großteiltransferpresse (Tischmaße 4500x2200 mm) und bis zu 30% für eine Exzenterpresse (Tischmaße 820x1200 mm). Bei großen Karosseriepessen ist damit ein Einfluss der Durchbiegungen auf das Umformergebnis zu erwarten [32]. Als Richtwert für die zulässige Stößel-durchbiegung führt [9] 0,125 mm/m bei einer Belastung von 2/3 der Aufspannfläche mit Nennkraft an.

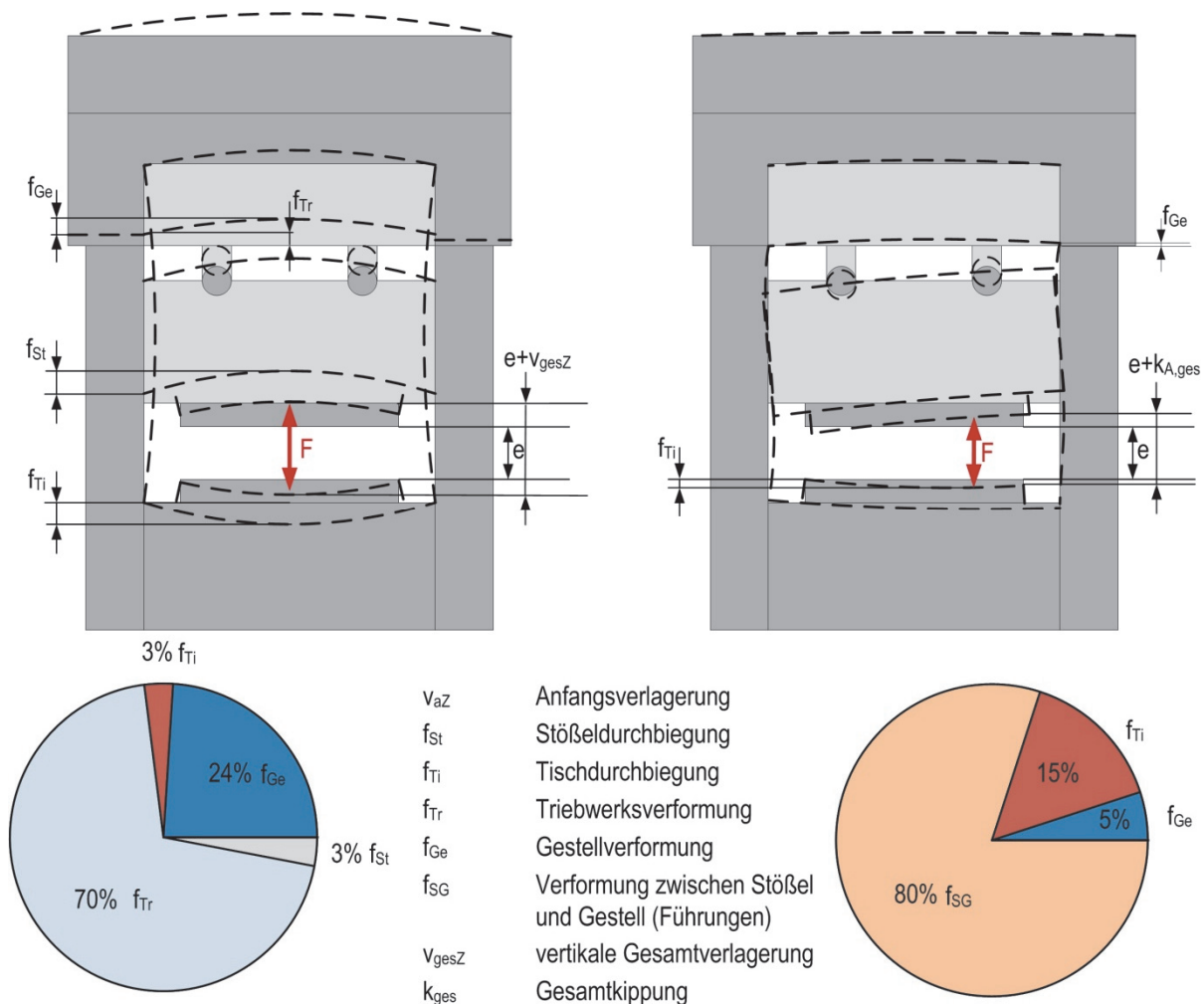


Bild 18 Anteile der Pressenbaugruppen an der vertikalen Gesamtverlagerung und Gesamtkipplung von O-Gestell-Pressen, in Anlehnung an DOEGE UND BEHRENS [32]

Die Anteile der Baugruppen an der vertikalen Gesamtverformung und an der Gesamtkipplung sind abhängig von der Bauform des Pressenrahmens. Betrachtet man die Gesamtverlagerung

so sind die Verformung des Triebwerkes und des Gestells dominant, wohingegen die Gesamtkippung maßgeblich durch die Verformung zwischen Gestell und Stößel hervorgerufen wird. Die Verformung zwischen Gestell und Stößel setzt sich dabei aus:

- Aufweitung der Führungsaufnahme,
- globaler Deformation des Führungsleisten und Schrauben
- lokaler Deformation zwischen Führung am Stößel und Führungsleisten
- globaler Deformation der Führungen am Stößel zusammen [30].

Die Kippung des Stößels und damit des Oberwerkzeuges gegenüber dem Unterwerkzeug entstehen durch außermittig eingeleitete Prozesskräfte [30]. Dies kann bei Folgeverbundwerkzeugen aufgrund mehrerer, voneinander verschiedener Prozesse und bei Einzelwerkzeugen aufgrund von asymmetrischen Bauteilgeometrien und einer ungleichmäßigen Ziehstabanordnung geschehen. GROßMANN et al [44] dokumentieren die örtliche Veränderung der resultierenden Prozesslast während eines Pressenhubes aufgrund einer asymmetrischen Bauteilgeometrie.

Die Stößelkippung setzt sich dabei aus einer nichtlinearen Anfangskippung und einer elastischen Kippung zusammen. Zudem messen HARDTMANN [48] und WAGNER [107] ungleiche Stößelkippsteifigkeiten in positiver und negativer Kipprichtung ihrer Versuchspressen.

Der Kippsteifebeiwert um die Y-Achse wird bei einem Verhältnis der Breite zur Tiefe von 2 ungefähr doppelt so hoch wie um die X-Achse [12]. Bei quadratischen Tischflächen werden nahezu identische Kippsteifigkeiten gemessen. Bei Transferpressen ist die Kippsteifigkeit um die X-Achse größer als um die Y-Achse (Durchlaufrichtung), siehe **Bild 19**.

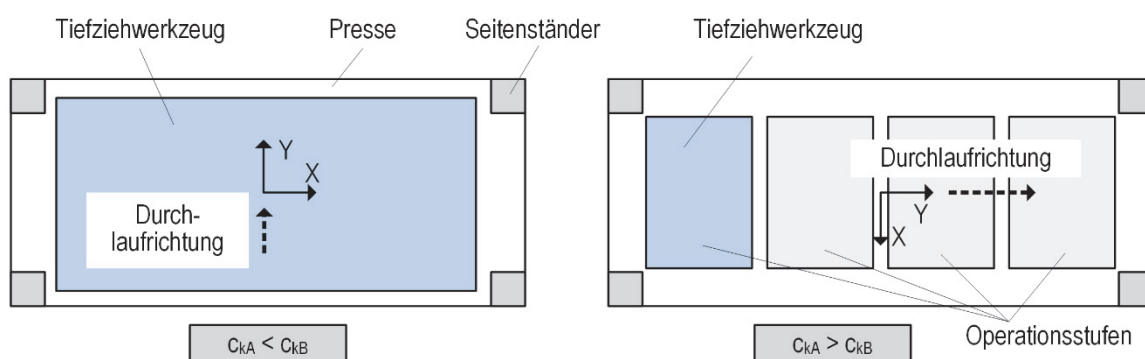


Bild 19 Anordnung der Werkzeuge in verschiedenen Pressen

Aufgrund des entscheidenden Einflusses des Niederhalters auf die Qualität des Tiefziehprozesses hat das Verhalten des Ziehkissens eine signifikante Bedeutung für die Ziehteilqualität. Eine Vielzahl von statischen und dynamischen Einflüssen aus der Zieheinrichtung wirken sich auf das Pinolentragebild und damit auf die örtliche und zeitliche Verteilung des Niederhalterdruckes aus, siehe **Bild 20**.

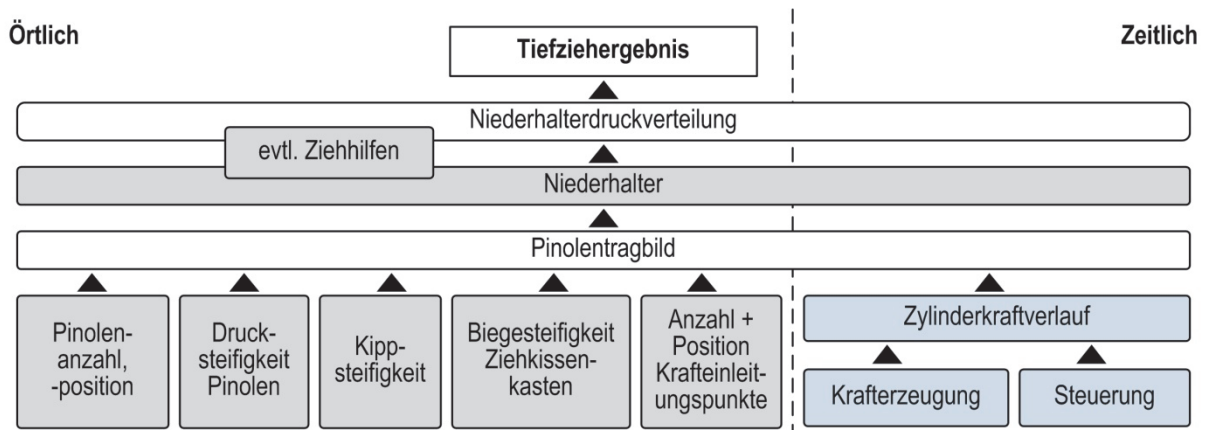


Bild 20 Einflussfaktoren aus der Ziehkissenanlage auf das örtliche und zeitliche Pinolentragsbild

PAHL [76] untersuchte das Genauigkeitsverhalten von Zieheinrichtungen und definierte in Anlehnung an [DIN55189] die Genauigkeitskenngrößen Kippsteifigkeit und Anfangskippung im Bezug auf die Oberfläche des Druckkastens der Zieheinrichtung. Dabei stellte er fest, dass die Kippsteifigkeiten der Zieheinrichtungen lediglich 10-45% der Kippsteifigkeiten der dazugehörigen Pressenstößel betragen. Vergleicht man jedoch die Kippsteifebeiwerte (nennkraftbezogene Steifigkeit) liegen die Werte für die Ziehkissen deutlich höher als der dazugehörigen Stößel. Dies wird auf die „nicht nennkraftbezogene Auslegung“ der Ziehkissenführung zurückgeführt. Eine Verkippung des Ziehkissens entsteht durch die Einleitung einer außermittigen Last, welche durch eine außermittige resultierende Ziehkraft oder durch eine außermittige Einbaulage des Werkzeuges entstehen kann. Des Weiteren werden asymmetrische Pinolentragsbilder und Positionen Ziehhilfen wie Ziehstäbe und Einflusswülste als Ursachen betrachtet (**Bild 21**).

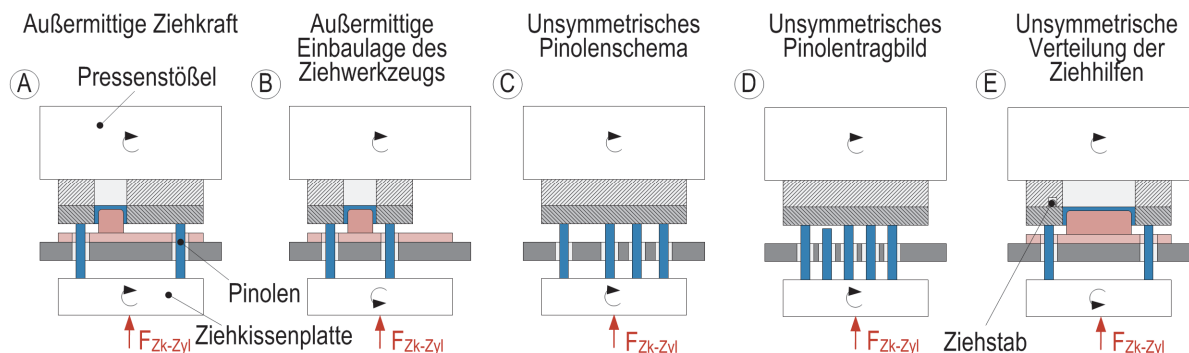


Bild 21 Außermittige Kraftangriffe an Ziehkissen auf einfachwirkenden Pressen mit indirekter Krafteinleitung (in Anlehnung an [77])

Das Pinolentragsbild, welches von der Fertigungsgenauigkeit, der elastischen und evtl. plastischen Deformation der Pinolen und des Druckkastens abhängt, wird als wesentliche Einflussgröße auf den Ziehprozess gesehen [18]. Zudem existiert ein Zusammenhang zwischen dem Tragverhalten des Druckbolzenschemas und der eingestellten Niederhalterkraft [77]. Zwar er-

folgt ein Ausgleich von Inhomogenitäten der Tragverteilung durch Maßabweichungen bei steigender Ziehkissenkraft, dennoch wird keine gleichmäßige Verteilung erreicht. Daher kann geschlossen werden, dass der Einfluss lokaler Steifigkeiten maßgeblich für das Tragbild ist.

Da sich der Impuls bei Auftreffen der Matrize auf den Niederhalter negativ auf den Tiefziehprozess auswirkt [22] ergeben sich für das Ziehkissen hohe Anforderungen hinsichtlich der Kraftbereitstellung. Der Druckaufbauweg, Drucküber- und -unterschwinger sollen gering ausfallen, damit die Platine mit der optimalen Kraft gehalten werden kann [13]. Zudem sollte die Dauer des Einschwingvorganges so möglichst kurz sein. Die tatsächliche Ziehkissenkraft variiert teilweise deutlich von der eingestellten Kraft. BRAEDEL [16] dokumentiert Unterschiede zwischen Einarbeitungs- und Wartungs- und Produktionspresse bei einer eingestellten Gesamtsollkraft von 1600 kN eines 8-Punktziehkissens von 800 bis 2200 kN.

Die Kenngrößen des elastischen Verhaltens ausgewählter Maschinen aus dem Stand der Technik sind in **Tabelle 7** zusammengefasst.

Tabelle 7 Standardwerte für elastische Kennzahlen ausgewählter Pressen

Kenngröße	Formelzeichen	Standardwert	Einheit	Quelle
Gesamtsteifebeiwert für mechanische Pressen				
einfachwirkende Presse	$q_{z,ges}$	17-22	$\sqrt{kN/mm}$	BOGON [14]
Mehrstößel-Transferpresse	$q_{z,ges}$	26-37	$\sqrt{kN/mm}$	BOGON [14]
Kippsteifebeiwert um Y-Achse q_B				
einfachwirkende Presse (hydraulisch)	q_B	1,2	m/\sqrt{kN}	DOEGE UND LANGE [31]
Transferpresse (klassisch)	q_B	8	m/\sqrt{kN}	BOGON [14]
Transferpresse (Unterflur)	q_B	20	m/\sqrt{kN}	BOGON [14]
Kippsteifebeiwert um X	q_A	$q_B/2$	m/\sqrt{kN}	
maximale Durchbiegungen bei Nennkraft				
Pressenstößel	$f_{St,max}$	0,1	mm/m	BIRKERT et al. [9]
Pressentisch	$f_{Tisch,max}$	0,15	mm/m	BIRKERT et al. [9]
Ziehkissen				
Kippsteifebeiwert	$q_{B,Zk}$	$3 \cdot q_B$	$\sqrt{kN/mm}$	PAHL U. WAGENER [76]

2.4.3 Strukturelle und funktionale Abbildung der Maschine in der Prozesssimulation

Die Presse wird in industriell eingesetzten FE-Tiefziehsimulationen als ideal steif angenommen. Zur Umsetzung der relativen Bewegung zwischen Stempel und Matrize ist es üblich Geschwindigkeitsrandbedingungen (Ziehgeschwindigkeit als Funktion der Simulationszeit) entweder am Stempel oder an der Matrize anzutragen. Die Niederhalterkraft wird als Krafterandbedingung auf den starr modellierten Niederhalter aufgebracht [83].

Zur Berechnung des reinen Maschinenverhaltens kommen im Wesentlichen die blockorientierte Signalflussbeschreibungen, die Mehrkörpersystem-Beschreibungen (mit/ohne flexiblen

Körpern) und deren Kombination (Mixed-Model-Simulation) zum Einsatz. In der Literatur werden verschiedene Ansätze zur Einbeziehung der Maschinenrandbedingungen in die Umformprozesssimulation vorgestellt (siehe **Bild 22**). Dabei kann grundsätzlich zwischen der quasi-statischen oder dynamischen Modellreduktion innerhalb der FE-Umgebung [48], der Online-Simulator-Kopplung (z.B. SCHENKE [89]) und der Modell-Code-Migration unterschieden werden [43]. Zusätzlich wird von BEHRENS et.al. [7] ein iteratives Kopplungsverfahren vorgeschlagen.

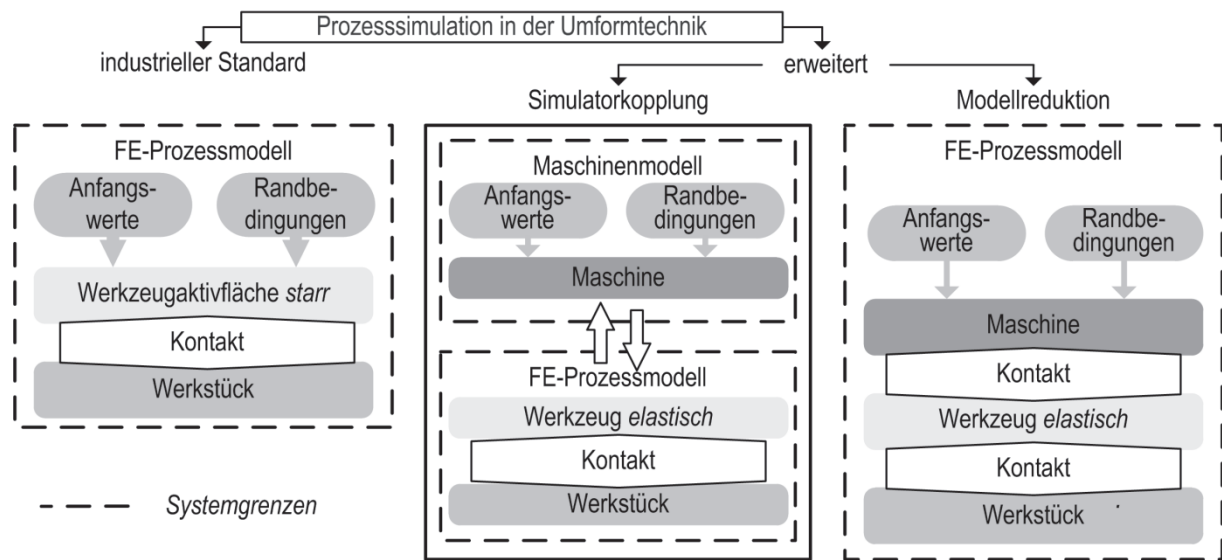


Bild 22: Erweiterung der FE-Prozesssimulation in der Blechumformung hinsichtlich Maschinen- und Werkzeugrandbedingungen

Zur Abbildung der quasistatischen Maschinennachgiebigkeiten auf den Umformprozess kann zweckmäßigerweise die Modellreduktion angewendet werden. Im Folgenden wird ausschließlich auf Ansätze zur Berücksichtigung der Maschineneigenschaften in der Prozesssimulation innerhalb der FE-Umgebung eingegangen.

HARDTMANN [48] stellt dazu die Integration der nach [DIN55189] ermittelten Pressenhauptsteifigkeiten in die FE-Prozesssimulation mittels diskreter Federelemente vor. Die diskreten Elemente ersetzen die Stößelführung aufgrund des dominierenden Anteils der Verformung zwischen Stößel und Gestell an der Gesamtkippung, siehe **Bild 23** rechts. Vorteile liegen hier in der Einfachheit der Struktur, der geringen Anzahl zusätzlicher Parameter und des vernachlässigbaren Einflusses der diskreten Elemente auf die Rechenzeit. Die Durchbiegung der Stößelplatte und des Pressentisches wird in den Modellen nicht berücksichtigt. In [11] werden diese zusätzlich zur Kippsteifigkeit und der vertikalen Auffederung in ein Modell der Presse eingepflegt, siehe **Bild 23** links. Die Stößelplatte und der Pressentisch werden mit Schalenelementen abgebildet. Die Kalibrierung des Schalenmodells von Stößel- und Tischplatte erfolgt durch die Variation der Schalenelementdicke und des E-Moduls. Es findet noch keine Anwendung in der Prozesssimulation statt.

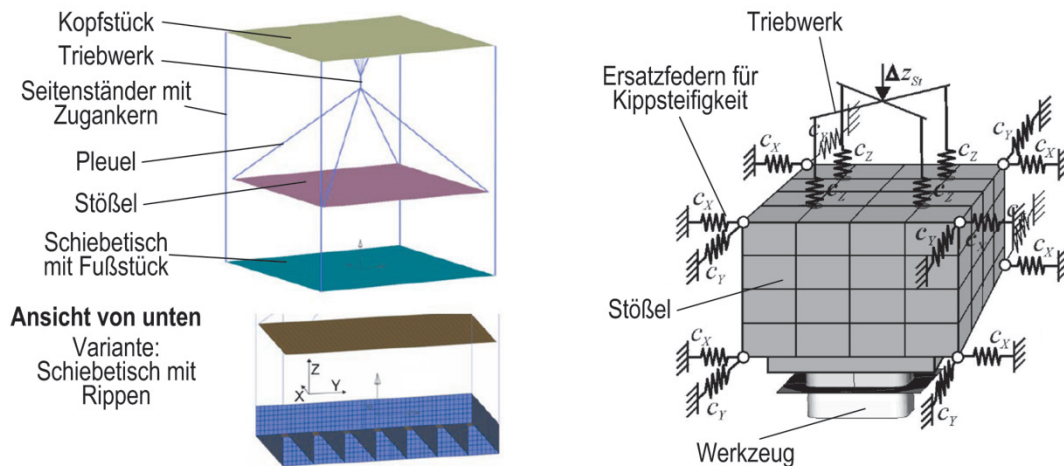


Bild 23 links: reduziertes Modell der Presse nach BOGON UND ROLL [11]; rechts: Parametrierung der Kippsteifigkeiten des Prozessmodells mit elasto-statischen Maschineneigenschaften mittels hydraulischer Belastungseinheit nach DIN 55189 [48]

V. SCHWERIN [92] berechnet die Verformung von Tiefziehwerkzeug und Presse unter Einwirken der Prozesslast. Dazu wird die Prozesslast in Form von Knotenlasten aus einer FE-Simulation mit starren Werkzeugen gewonnen und auf das Werkzeugmodell mit elastischen Maschinenrandbedingungen aufgetragen. Zur Abbildung des Durchbiegungsverhaltens des Pressenstößels und Tisches in der Prozesssimulation lagert TRÄGER [99] die Werkzeuge mittels elastischer Bettung aus der Baustatik. Das Blech findet dabei nur als ein gleichmäßiges Offset auf dem Stempelmodell Berücksichtigung (**Bild 24** rechts). Damit kann zunächst das Tuschierbild des Werkzeuges beurteilt werden.

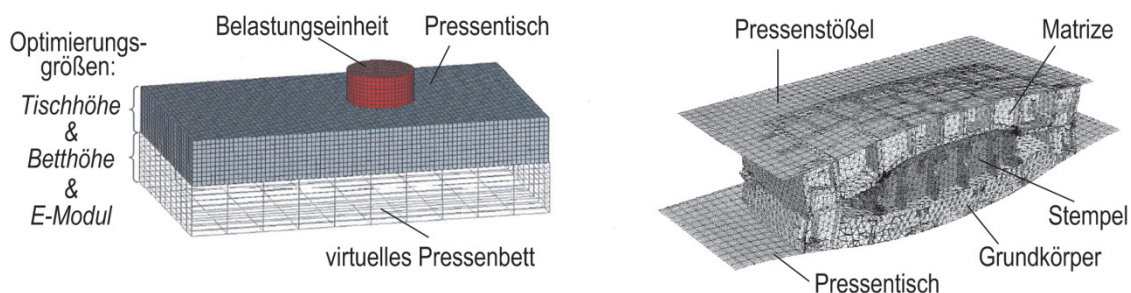


Bild 24 Ersatzmodell zur Abbildung links: der Durchbiegung des Pressentisches [63]; rechts: Überhöhte Darstellung der Durchbiegung von Pressentisch und -stößel [99]

BROST et.al. [19] nutzen ein stark vereinfachtes FE-Modell eines Ziehkissens mit Niederhalter zur Analyse des Einflusses der Fertigungsgenauigkeit der Pinolenlänge auf die Kraftverteilung und den Traganteil der Pinolen. Es werden keine Wechselwirkungen zwischen Prozess und Ziehkissen untersucht (siehe **Bild 25** rechts). Als weiterer Schritt in diese Richtung berechnen BRAEDEL et al [18] den Einfluss der Elastizität des Ziehkissendruckkastens auf den Prozess durch der Abbildung der gesamten Struktur des Ziehkissens im FE-Prozessmodell mithilfe von

Tetraeder-Elementen. Dabei wurde aufgrund hoher Berechnungszeiten lediglich der Klemmvorgang der Blechplatte simuliert (**Bild 25** links). Zudem wird der Einfluss der Nachgiebigkeit der Ziehkissenführung und damit der Kippsteifigkeit des Ziehkissens vernachlässigt.

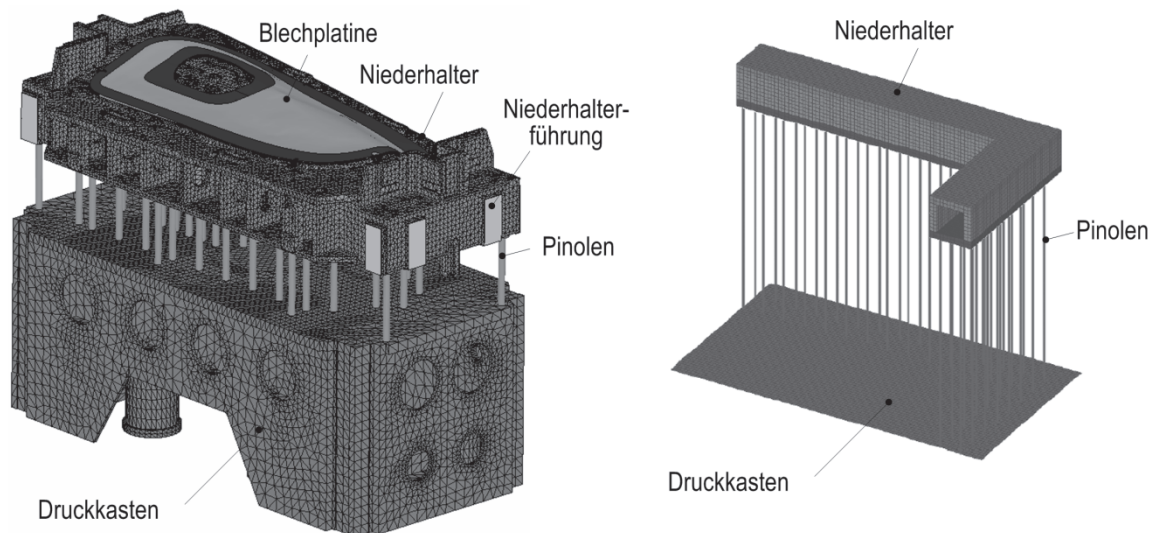


Bild 25 links: FE-Modell eines 8-Punktziehkissens [18]; Viertelmodell einer idealisierten Ziehkissenstruktur [19]

BIRKERT [9] schreibt 2013, dass das elastische Verhalten von Werkzeug und Presse zwar simuliert werden kann, dies allerdings bis heute in der Praxis nicht angewandt wird. Eine Zusammenfassung der FE-Prozessmodellerweiterungen hinsichtlich der Berücksichtigung der Maschineneigenschaften liefert **Tabelle 8**.

Tabelle 8: Zusammenfassung von FE-Prozessmodellen mit Maschineneigenschaften

Maschineneinflüssen im FE-Prozessmodell	Quelle	Jahr
Übertragung der Prozesslast aus der FE-Prozesssimulation auf elastisch modellierte Werkzeuge und Maschinen	V. SCHWERIN [92]	2007
Berücksichtigung der Tischdurchbiegung mittels elastischer Bettung aus Baustatik	TRÄGER [99]	2007
Abbildung des Tuschierbildes ohne Prozesssimulation (Blech als Bestandteil des Stempels)		
Abbildung der Haupt- und Kippsteifigkeiten der Presse und 1-Punktziehkissen mittels diskreten Elementen	HARDTMANN [48]	2010
Berücksichtigung Stempel- und Tischdurchbiegung im FE-Prozessmodell	KULP [63]	2010
Analyse geometrischer Einflüsse des Ziehstempels auf Steifigkeit und Wechselwirkung mit Schiebetisch	BOGON [15]	2010
Ersatzmodell für Stößel- und Tischplatte mittel über die Dicke und das E-Modul kalibrierter Schalenelemente		
keine Prozesssimulation		
simulative Untersuchungen von Fertigungsgenauigkeiten ohne Prozesswechselwirkungen	BROST [19]	2013
Verschmelzung von Primitivmodell von BOGON [15] mit Prozessmodell als zukünftige Entwicklung		

2.4.4 Ermittlung von Pressenparameter

In DIN 55189 [26] wird die statische Vermessung von Pressen unter Last festgelegt. In der Norm sind der Versuchsaufbau mit den Belastungsgrößen, sowie die resultierenden Mess- und Kenngrößen zur Beschreibung des vertikalen, horizontalen und kippelastischen Verhaltens der Presse definiert, siehe **Tabelle 9**.

Tabelle 9 Mess- und Kenngrößen nach DIN 55189

Messgröße	Formelzeichen	Kenngröße	Formelzeichen
Verlagerung in Arbeitsrichtung	$v_{ges,Z}$ in mm	Steifigkeit in Arbeitsrichtung	$c_{z,ges}$ in kN/mm
Stößelkippung	k_{ges} in mm/m	Kippsteifigkeit	$c_{kA} (c_{kB})$ in kNm/mm/m

Zur besseren Vergleichbarkeit von Pressen unterschiedlicher Baugröße führte OLIVO [74] auf Grundlage der Ähnlichkeitsmechanik [74] pressennennkraftbezogene Beiwerte ein. Der Gesamtsteifebeiwert ergibt sich aus:

$$q_{z,ges} = \frac{c_{z,ges}}{\sqrt{F_{Nenn}}} \quad 1$$

Der Kippsteifebeiwert wird nach

$$q_{A(B)} = \frac{c_{k,A(B)}}{\sqrt{F_{Nenn}^3}} \quad 2$$

berechnet.

In Anlehnung an DIN 55189 wurden verschiedene Prüfeinrichtungen zur statischen und dynamischen Pressenvermessung unter Last entworfen. RÜHLICKE UND KRÜGER [82] stellen eine hydraulische Prüfeinrichtung zur statischen und dynamischen Pressenvermessung vor. Dabei wird der Pressenstößel über einen schwimmend gelagerten Hydraulikzylinder belastet, siehe **Bild 26** links. Die Messung der vertikalen Auffederung der Presse erfolgt direkt durch ein im Kraftfluss des Belastungszyinders liegendes Wegmesssystem. Es ist möglich vertikale Verlagerung und bei Verwendung von 3 Belastungseinheiten die Verkipfung des Pressenstößels um X- und Y-Achse zu messen. BEHRENS UND JAVADI [6] präsentieren eine Messvorrichtung, welche die automatische Vermessung von kleinen Pressen bis zu einer Nennkraft von 6000 kN und einer Stößelfläche von 1100 x 1100 mm ermöglicht. Es wird ebenfalls ein schwimmend gelagerter Hydraulikzylinder zur statischen Kraftaufbringung genutzt. Die Positionierung des Zylinders erfolgt automatisch über Servospindelachsen, siehe **Bild 26** rechts. Die Vermessungsgenauigkeit wird von den Autoren als geringer als bei der manuellen Einrichtung eingeschätzt.

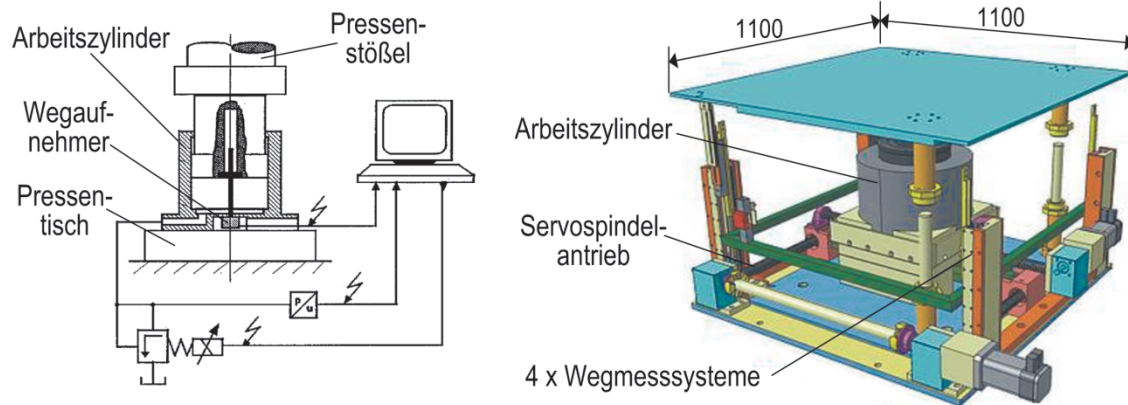


Bild 26 links: Pressenbelastungseinheit [61]; rechts: Automatische Belastungs- und Vermessungseinrichtung [6]

Die beiden vorgestellten Systeme eignen sich auch zur Untersuchung der Stößelverlagerung während des Pressenhubes. Damit ist ein Modellabgleich unter Prozessbedingungen möglich. KRUSIC et al. [1, 62] beschreiben den prinzipiellen Versuchsaufbau zur getrennten Betrachtung von vertikaler und horizontaler Pressensteifigkeit. Die konstruktive Umsetzung ist nicht ersichtlich. WAGENER UND WENDENBURG [108] entwerfen ein modulares Datenerfassungssystem zur In-Prozess-Überwachung von Umformpressen. Dabei kann neben verschiedenen Kräften im System die Kippung des Stößels mittels Laserinterferometer oder mittels an den Säulen der Werkzeugführung angebrachten Dehnungsmessstreifen gemessen werden. BEHRENS et al. [5] erweitern das Messverfahren aus DIN 55189 um die Messung der Summe der Tisch- und Stößeldurchbiegung mittels zusätzlicher Wegmesssysteme im Belastungszyylinder (ähnlich: [61]) und auf der Tischplatte (0,25 x Tischbreite und -länge). Die separate Bestimmung von Stößel- bzw. Tischdurchbiegung ist nicht möglich. DOEGE UND LANGE [30] stellen eine getrennte Messung der Tischdurchbiegung vor. Dabei wird die Durchbiegung des Tisches mittels Messtaster relativ zu einem Messrahmen an den Außenkanten des Pressentisches ermittelt, siehe **Bild 27** links. ROLL UND BOGON [84] demonstrieren neben der Ermittlung der Tischdurchbiegung zusätzlich die Bestimmung der Stößeldurchbiegung und -verlagerung in einem Messaufbau (**Bild 27** rechts).

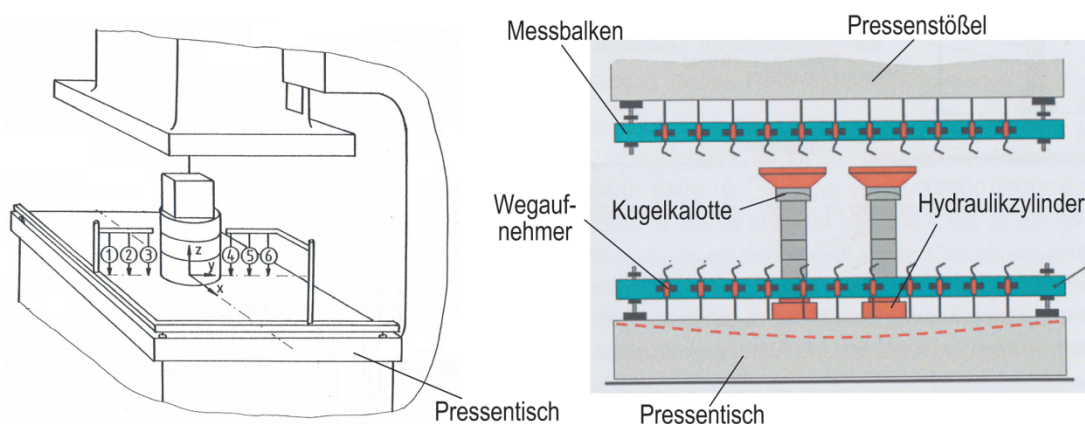


Bild 27 links: Messung der Tischdurchbiegung unter Last [30]; rechts: Prinzip der separaten Messung der Tisch- und Stößeldurchbiegung [84]

PAHL UND WAGENER [76] leiten in Anlehnung an DIN 55189 eine Messmethode zur Ermittlung der Genauigkeitskenngrößen von Zieheinrichtungen ab. Da die Kraft direkt in die Zieheinrichtung eingeleitet wird, muss bei dieser Methode die Tischplatte der Presse ausgebaut werden. HARDTMANN [48] realisiert das Aufbringen der außermittigen Belastung auf die Zieheinrichtung und das Messen der Kippung mithilfe einer, auf verlängerten Pinolen positionierbaren Messplatte. Die Maschine muss dazu nicht demontiert werden. Zur Erfassung des Regelverhaltens des Ziehkissens erfanden Braedel et al. [17] eine Prüfvorrichtung, welche es ermöglicht die Ziehkissenzylindersollkraft, den Istdruck im Zylinder und die Istkraft am Niederhalter aufzuzeichnen.

Bei der Volkswagen AG wurde ein „Pressenfingerabdruckwerkzeug“ zur ganzheitlichen Erfassung des elastischen Pressenverhaltens und zur Bestimmung des Ziehkissenregelverhaltens für XL-Pressen bis 25.000 kN Pressennennkraft entwickelt [110]. Gasdruckzylinder im Unterwerkzeug ermöglichen die individuelle Belastung der Presse. Lasermesssensoren in den Ecken des Werkzeuges erlauben die Messung der vertikalen Verlagerung und der Kippung des Stößels. Im Oberwerkzeug kann mithilfe eines Feldes von Druckmessdosen die Verteilung der Stößelkraft über der Fläche bestimmt werden. Die Tisch- bzw. Stößeldurchbiegung wird mithilfe zweier Messrahmen (taktile Wegaufnehmer) im Randbereich von Stößel- und Tischplatte gemessen, siehe **Bild 28**. Zusätzlich gestattet das System die Aufzeichnung der einzelnen Pinolenkräfte zur Bewertung des Ziehkissenregelverhaltens. Der derzeitige geplante Einsatz dieses Werkzeuges wird in der Pressenwartung gesehen [104].

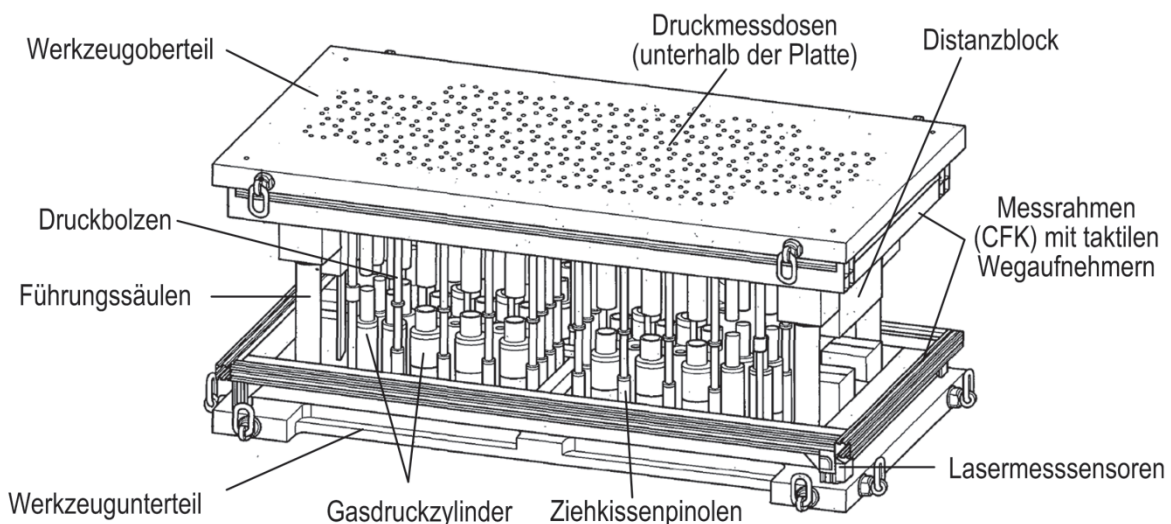


Bild 28 Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse [110]

Neben dem Einsatz zur Pressenwartung sind die vorgestellten Systeme in der Lage die notwendigen Messgrößen zur Bestimmung der Simulationsparameter für die um die Maschineneigenschaften erweiterten FE-Prozessmodelle zu liefern. Die Messaufbauten welche als transportable Einheiten umgesetzt wurden, sind in **Tabelle 10** zusammengefasst.

Tabelle 10 Systeme zur Pressenvermessung und verwertbare Messgrößen

Bezeichnung	Messgrößen	Quelle
Einrichtung zum Prüfen von Pressen	vertikale Auffederung Stößelkipfung	KRÜGER et al. [61]
Automatische Belastungs- und Vermessungseinrichtung	vertikale Auffederung Stößelkipfung horizontale Stößelverlagerung	BEHRENS et al. [6]
Prüfvorrichtung für eine Tiefziehpresse	Ziehkissenzyylinderdruck resultierende Kraft eines Pinolenfeldes	BRAEDEL et al. [17]
Messvorrichtung für ein Stößelkissen einer Presse	Stößelkraftverteilung	CANTI et al. [21]
Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen	vertikale Auffederung Stößelkipfung Stößel-, Tischdurchbiegung Stößelkraftverteilung resultierende Kraft Einzelpinole	WATTL et al. [110]

2.5 Werkzeugentwicklung und -inbetriebnahme

Der Werkzeugentwicklungsprozess beginnt in der Methodenplanung, welche auf Basis der zu fertigenden Bauteilgeometrie mit Unterstützung der FE-Prozesssimulation die Aktivflächen der Werkzeuge berechnet und an die Werkzeugkonstruktion weiter leitet (**Bild 29**). Die Aktivflächen berücksichtigen beinhalten bereits eine Korrektur der Rückfederung des Blechteils nach dem Umformprozess. Zudem werden die notwendige Niederhalterkraft und der Flanschumriss des Bauteils berechnet. Der Flanschumriss dient dem Werkzeugmacher als Orientierung während der Werkzeugeinarbeitung zur Abstimmung des Spannungszustandes des gezogenen Bauteils auf das rückfederungskompensierte Simulationsergebnis. Die Werkzeugkonstruktion liefert das CAD-Volumenmodell für die mechanische Bearbeitung und den physischen Werkzeugaufbau. Das montierte Werkzeug wird zunächst auf einer Try-Out-Presse eingearbeitet. Diese Presse stellt die Eigenschaften der Produktionspresse möglichst genau nach. Im Anschluss erfolgt eine weitere Einarbeitungsschleife auf der Produktionspresse.

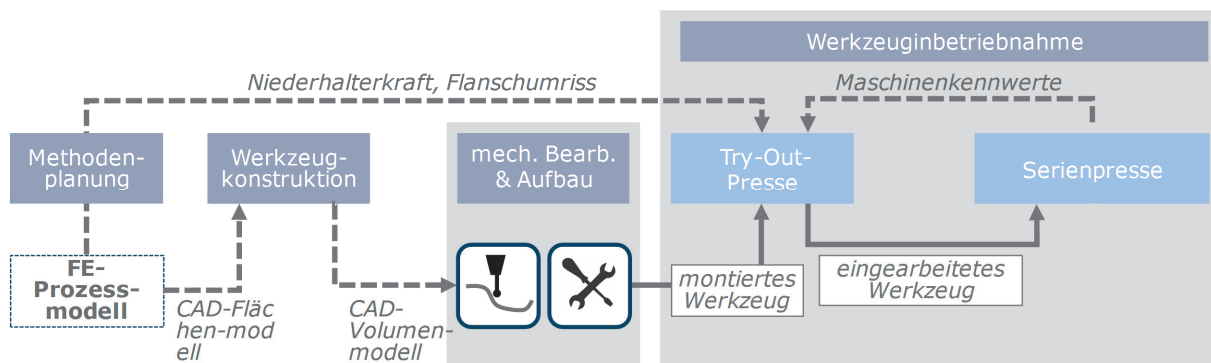


Bild 29 Werkzeugentwicklungsprozess

2.5.1 Werkzeugenbetriebnahme

Heutzutage erfordern Karosserieziehwerkzeuge eine manuelle Einarbeitung für jede Presse. Nach EMRICH [35] gibt es zwei grundlegende Herangehensweisen zur Werkzeugeinarbeitung:

- A) das Einstellen eines gleichmäßigen Druckbildes zwischen Niederhalter und Matrize oder
- B) die Einarbeitung mit distanziertem Blechhalter.

Zunächst wird die Tuschiefarbe auf die Blechplatine aufgetragen und im Anschluss das Bauteil schrittweise gezogen und ausgewertet. Dabei gilt: glänzt das Bauteil metallisch, herrscht hoher Druck, ist die Farbe noch erhalten, wird kein Druck aufgebracht. An den Stellen mit hohem Druck wird Material vom Niederhalter geschliffen. Die Prüfung erfolgt auf beiden Seiten der Platine, damit keine Faltenabdrücke in das Werkzeug eingearbeitet werden. Bei gleichmäßiger Druckverteilung erfolgt der nächste Ziehschritt [35]. Aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeiten von Einarbeitungs- und Produktionspresse gelingt nach BIRKERT et al. [9] derzeit keine fertige Einarbeitung der Maschinenelastizitäten in Tuschiervorgang 1.

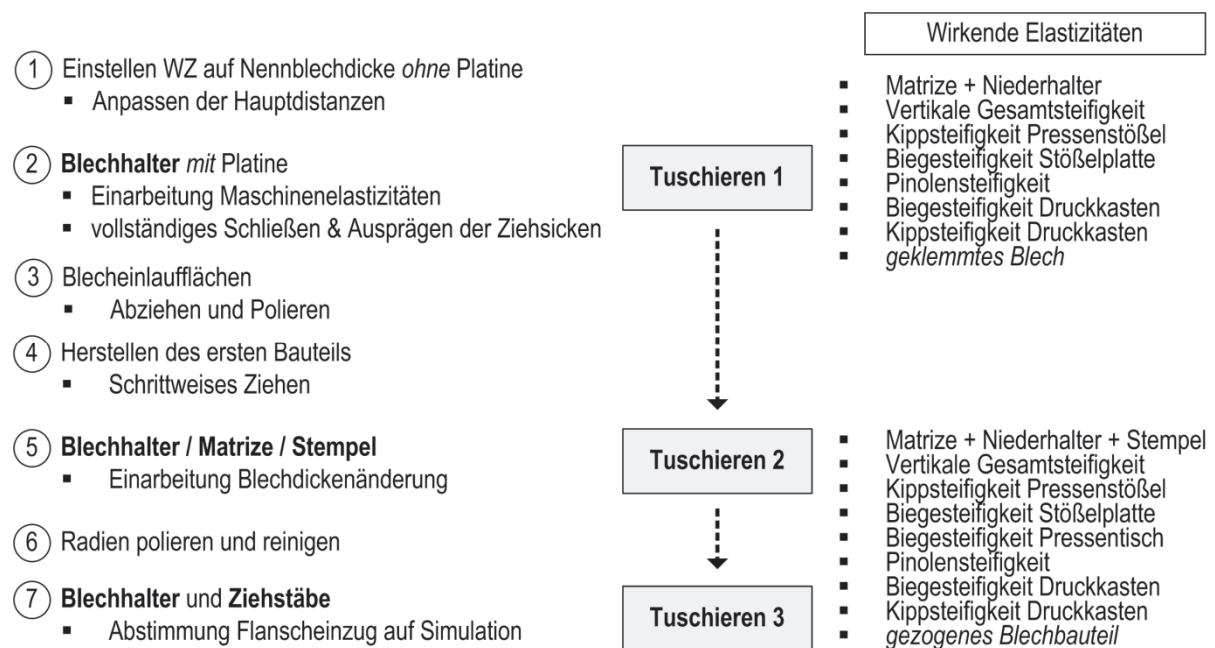


Bild 30: Werkzeugeinarbeitungsprozess (in Anlehnung an BIRKERT et al.[9] und BRAEDEL [16])

Die Niederhalterkraft kann bei einfachen Geometrien nach Ansätzen von z.B. SIEBEL [93] für runde Näpfe und von z.B. SOMMER [96] für rechteckige Wannen analytisch berechnet werden. Bei komplizierten Bauteilgeometrien wird von einer minimal notwendigen Flächenpressung unter dem Niederhalter auf die Niederhalterkraft geschlossen. Die ermittelten Werte dienen als Startwert für eine simulative und experimentelle Optimierung.

Trotzdem die Presswerke komplett eingearbeitete Werkzeuge verlangen [35], erfordern die notwendigen Maschinenwechsel eine erneute Einarbeitung der Werkzeuge. Dies ist auf das abweichende Maschinenverhalten zurück zu führen. Da im Laufe des Lebenszyklus eines

Werkzeuges (beispielhaft in **Bild 31**) mehrere Maschinenwechsel anstehen können und neben diesen zusätzlich auch Standortwechsel des Werkzeugsatzes stattfinden, kann von einem hohen Inbetriebnahmeaufwand ausgegangen werden.

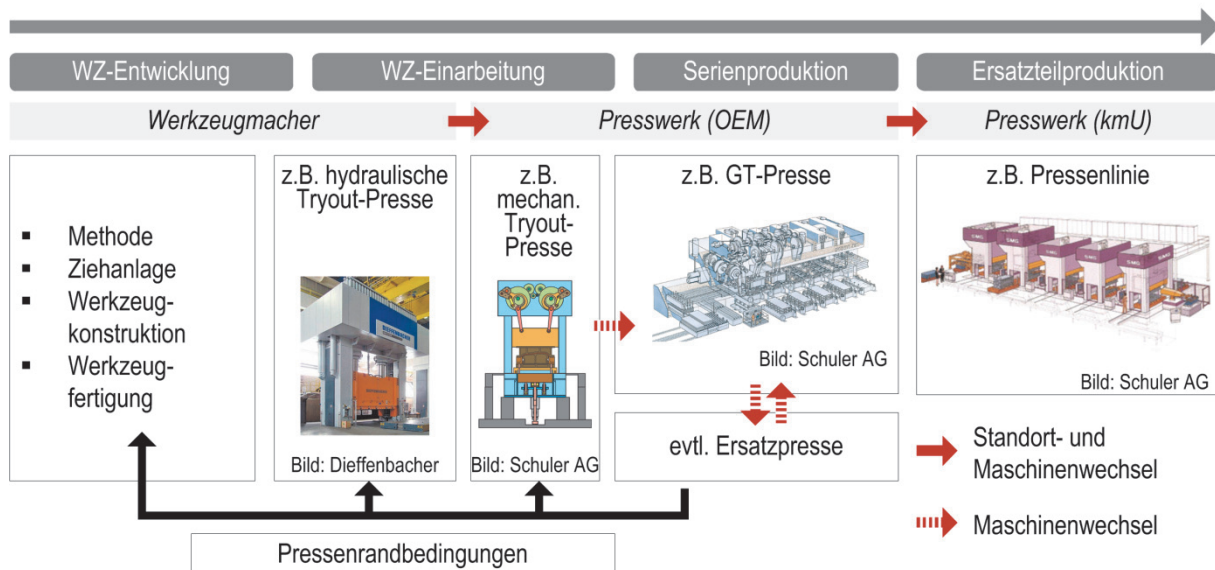


Bild 31 Beispielhafter Lebenszyklus eines Tiefziehwerkzeuges

2.5.2 Simulationenmethoden zur Unterstützung der Werkzeugeinarbeitung

FAASS et al. [37] stellen zur virtuellen Bewertung des Einsatzes von Blechhalterdistanzen zur Materialflusststeuerung ein FE-Prozessmodell mit elastisch modelliertem Niederhalter vor. Elasto-statische Einflüsse aus der Presse (inkl. Ziehkissen) werden nicht berücksichtigt.

HARDTMANN [48] führt das virtuelle Bombieren der Matrize am Beispiel eines S-Rail-Werkzeuges (Benchmark-Bauteil der NUMISHEET 2008) durch. Dazu werden die Knotenverschiebungen unter Prozesslast in negativer Richtung auf die Ausgangsgeometrie addiert.

Eine weitere Option zur Abstimmung des Flanscheinzuges auf das Simulationsergebnis bietet die Vielpunktziehtechnik. Es wurden verschiedene Ansätze zur Berechnung der Zylinderkraftverteilungen untersucht. PALANISWAMY et al. [78] verstehen die Berechnung geeigneter Zylinderkräfte für einen direktangetriebenen segmentelastischen Niederhalter als Optimierungsproblem zur Minimierung der größten Blechausdünnung unter Einhaltung von Faltenkriterien als Randbedingung. Dazu wird im FE-Modell jedoch lediglich die Elastizität des Niederhalters berücksichtigt. Die Falten im Flansch und Zargenbereich werden geometriebasiert detektiert. Für ein ähnliches System minimiert BLAICH [10] ebenfalls die größte Blechausdünnung unter Beachtung eines dehnratenbasierten Faltenkriteriums. Dazu nutze er die Response Surface Methode (RSM) zur Identifizierung des Minimums. Das FE-Modell beinhaltet ausschließlich starre Werkzeugoberflächen, der Niederhalter besteht aus einzelnen jedoch starren Elementen. Zur Bestimmung der Zylinderkräfte im Ziehkissen wählt BRAEDEL [16] den Ansatz ein

gleichmäßiges Druckbild zwischen Niederhalter und Blech durch iteratives Einstellen der Zylinderkräfte in der FE-Prozesssimulation während des Blechhalterschlusses zu erreichen. Das FE-Modell umfasst einen elastisch modellierten Druckkasten, Niederhalter und geometrisch abgebildete Ziehstäbe. Die Strategie zur Anpassung der Zylinderkräfte sowie eine Definition des „homogenen“ Tuschierbildes wird nicht erklärt. Die zusammenfassende **Tabelle 11** macht deutlich, dass die Simulationsmethoden zur Werkzeugeinarbeitung bis auf eine Ausnahme ohne Berücksichtigung des Maschineneinflusses angewendet werden.

Tabelle 11: Zusammenfassung der Simulationsmethoden in der Werkzeugeinarbeitung

Simulative Methode Werkzeugeinarbeitung	Quelle	Jahr
Bestimmung Zylinderkräfte für segmentelastischen Niederhalter ohne Maschineneinfluss	PALANISWAMY et al. [78]	2006
Einstellung Ziehkissenzyylinderkräfte für homogenes Tragbild (Tuschieren 1) elastischer Ziehkissendruckkasten	BRAEDEL [16]	2009
exemplarische Beeinflussung der Werkzeugoberfläche Kompensationsalgorithmus für Werkzeugdeformation unter Prozesslast ohne Maschineneinfluss	HARDTMANN [48]	2010
Bestimmung Zylinderkräfte für segmentelastischen Niederhalter ohne Maschineneinfluss	BLAICH [10]	2012
exemplarische Beeinflussung der Niederhalteroberfläche (Hybridvernetzung) ohne Maschineneinfluss	BROST et al. [19]	2013

2.6 Defizite in der FE-Prozesssimulation des Karosserieziehprozesses

Der Schritt zur ganzheitlichen Abbildung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess in der FE-Prozesssimulation ist noch nicht vollständig getan. Verschiedene Einflüsse wurden lediglich einzeln und nicht im Zusammenspiel mit anderen wesentlichen Einflussgrößen betrachtet.

Verschiedene Autoren demonstrieren die Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften der Werkzeuge in der FE-Prozesssimulation. Es ist jedoch kein ganzheitliches FE-Prozessmodell mit allen relevanten elastischen Werkzeugeigenschaften dokumentiert. Entweder wird nur der Niederhalter oder nur der Stempel und die Matrize als elastisch abgebildet. Die Ziehstäbe werden ausschließlich analytisch als Bestandteil einer starren Werkzeugoberfläche abgebildet, damit werden die Wechselwirkungen zwischen Ziehstab, Werkzeugstruktur und Blech nicht korrekt abgebildet. Es sind keine FE-Prozessmodelle mit elastischen Werkzeugen und der Abbildung der Ziehstäbe bekannt. Die Werkzeugführung wird lediglich als starre Randbedingung zur Führung des Niederhalters in der FE-Prozesssimulation eingesetzt. Der versteifende

Effekt der Werkzeugführung auf die Stößelkipfung wird in Simulationsmodellen mit kippelastischem Stößel nicht berücksichtigt. Trotz bekannter Wechselwirkungen erfolgt die Vermessung der Presse zur Bestimmung der Kippsteifigkeit ohne Werkzeugführung.

Die Vollvernetzung großer Maschinenstrukturen (z.B. Ziehkissendruckkasten) in der FE-Prozesssimulation ist gerade in der Werkzeugeinarbeitungsphase aufgrund der langen Rechenzeiten noch nicht praktikabel. Bisher fehlt eine systematische Betrachtung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Prozess und den in der Praxis eingesetzten Ziehkissenstrukturen zur realistischen Berechnung des Pinolentragbildes für die gesamte Prozesszeit. Die Ziehkissenführung bleibt bei allen Simulationsansätzen vernachlässigt oder wird als ideal steif angenommen. Bisher existieren im Bereich der Blechumformung keine Methoden zur Abbildung des Einflusses der Regelabweichungen der Maschine auf den Blechumformprozess. Trotz nachgewiesener signifikanter Abweichung der Istkraft von der Sollkrafteinstellung wird die Ziehkissenzyylinderkraft in der FE-Prozesssimulation ausschließlich als Sollwert angetragen. Folglich ist auch die Zusammenführung der einzelnen Aspekte zu einem praktikablen Gesamtmodell noch nicht erfolgt.

Die automatisierten Methoden zur Ermittlung geeigneter Ziehkissensollkräfte stellen derzeit individuelle Lösungen für akademische Blechumformteile dar. Die Verallgemeinerung und Übertragung auf komplexe Bauteile erscheint aufgrund der mannigfaltigen Wechselwirkungen und notwendigen Kriterien zur automatischen Bewertung der Bauteilqualität als schwierig.

3 Zielstellung, Abgrenzung und Vorgehensweise

Diese Arbeit ordnet sich in die aktuellen Bestrebungen zur Verlagerung der Werkzeuginbetriebnahme in die virtuelle Welt zur weiteren Kosten- und Zeitreduzierung ein (**Bild 32**). Ziel der Arbeit ist es, einen Beitrag zur Erhöhung der Prognosegenauigkeit von FE-Prozesssimulationsmodellen zu liefern, um die arbeitszeit- und kostenintensive Aufgaben vor Anlauf des Serienprozesses durch die FE-Prozesssimulation zielgerichtet unterstützten und in Zukunft vollständig in der Simulationsumgebung durchführen zu können. Dies betrifft insbesondere die Werkzeugeinarbeitung und die Einstellung prozesssicherer Sollwerte an der Umformpresse und dabei speziell am Ziehkissen. Damit steht für diese Arbeit die Berücksichtigung der Einflüsse aus der Maschine und dem Werkzeug auf den Prozess innerhalb der FE-Prozesssimulation im Vordergrund.

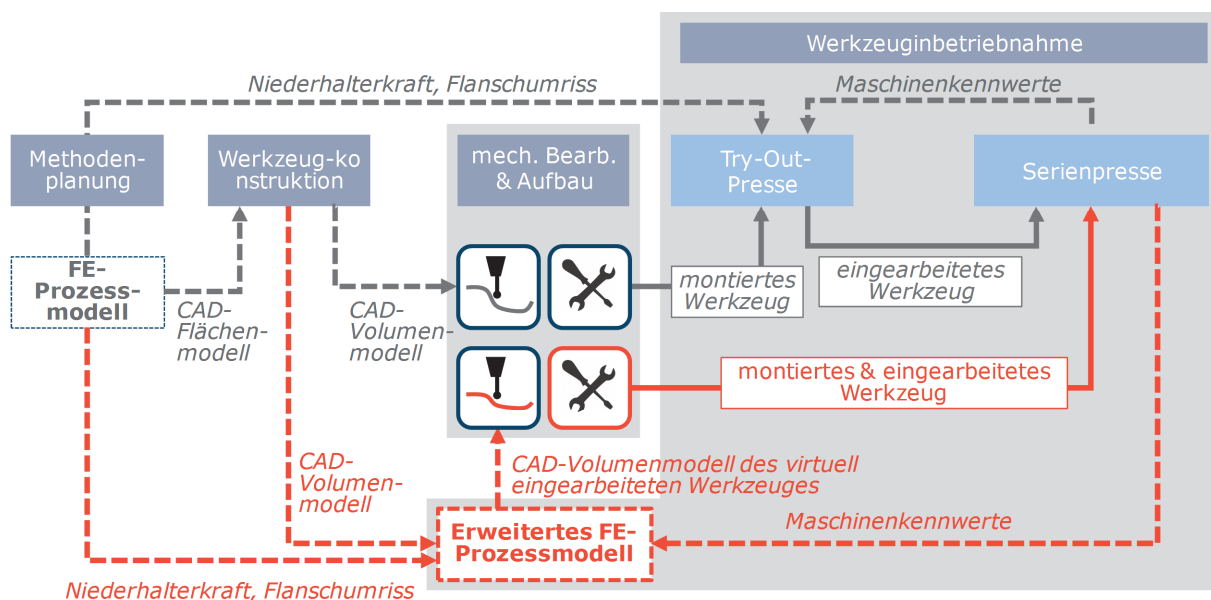


Bild 32 Verlagerung der Werkzeuginbetriebnahme in die virtuelle Welt

Als erstes Teilziel wird die Entwicklung der im Stand der Forschung identifizierten, fehlenden Modellstrukturen zur ganzheitlichen Abbildung der Wechselwirkungen zwischen Werkstück, Werkzeug und Maschine innerhalb der Prozesssimulationsumgebung definiert.

Werkzeugseitig betrifft dies die Berücksichtigung der Ziehstäbe auf elastischen Strukturen und der versteifenden Wirkung der Werkzeugführung. Im Bereich der Maschine sind hier die systematische Berücksichtigung der elasto-statischen Eigenschaften der relevanten Ziehkissenstrukturen und die Bereitstellung der tatsächlichen Ziehkissenzyylinderkraft während des gesamten Pressenhubes zu nennen.

Das zweite Teilziel stellt die Erschließung und Verbesserung bekannter Modellerweiterungen zur Berücksichtigung der Werkzeug- und Maschineneigenschaften und deren Zusammenführung mit den neu entwickelten Methoden zu einem Gesamtmodell dar.

Auf der Seite des Werkzeuges ist es dazu notwendig eine Systematik zur zweckmäßigen Vernetzung der Werkzeugstrukturen bereitzustellen. Maschinenseitig sind insbesondere die Abbildung des Kippverhaltens des Stößelsystems und der Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatten als recheneffiziente Ersatzmodelle zu nennen.

Die Arbeit baut damit systematisch auf Vorgängerarbeiten auf und stellt die Ganzheitlichkeit der erweiterten FE-Prozessmodelle in den Vordergrund. Grundlegender Fokus bei der Erweiterung der Modelle muss auf einem minimalen Modellerstellungs- und Parametrierungsaufwandes liegen. Nur so ist der Einsatz im industriellen Umfeld denkbar. Dazu ist eine allgemeingültige Modellstruktur zu entwickeln, welche durch die Anpassung der Modellparameter eine Abbildung der relevanten Pressen ermöglicht.

Als drittes Teilziel muss die Demonstration der Anwendbarkeit des Gesamtmodells hinsichtlich Modellerstellung und -parametrierung anhand praxisrelevanter Beispiele stehen. Dazu erfolgt die Anwendung des erweiterten Gesamtmodells auf eine spezifische Maschine-Prozesskonfiguration. Zur Demonstration der Leistungsfähigkeit müssen sowohl die virtuelle Einstellung der Maschinenparameter als auch das virtuelle Eintuschieren der Werkzeuge betrachtet werden.

4 Modellerweiterung Werkzeug

4.1 Simulationsumgebung

Die FE-Prozessberechnungen werden in dieser Arbeit mit dem LS-DYNA-Solver¹ von LSTC durchgeführt. Dazu werden sowohl der explizite Solver (Werkzeugschluss und Umformsimulation) als auch der implizite Solver (Berechnung der Platinenverformung aufgrund der Schwerkraft und der Bauteilrückfederung).

Zur Berechnung der Prozessmodelle mit elastischen Werkzeugeigenschaften ist aufgrund der großen Elementanzahl eine Verteilung des FE-Modells auf mehrere CPU unablässig. LS-DYNA stellt dazu jeweils verschiedene Solvertypen für A) Symmetrical Multiprocessing (SMP) für B) Massive Parallel Processing (MPP) zur Verfügung.

Es kann zwischen Strukturmodellen (White-Box-Modelle), reinen Verhaltensmodellen (Black-Box-Modelle) und Mischformen aus beiden Modellarten (Greybox-Modelle) unterschieden werden. Strukturmodelle basieren auf physikalischen Gesetzen. Damit besitzen sie Allgemeingültigkeit und können eine hohe Modellgüte erreichen. Einen Nachteil stellt die Ermittlung einer großen Anzahl Parameter und der hoher Modellierungsaufwand dar. Die Vorteile der reinen Verhaltensmodelle sind in der kurzen Berechnungszeit, dem reduzierten Modellierungsaufwand und der hohen Genauigkeit für einen definierten Lastfall zusehen. Allerdings geht der Genauigkeitsvorteil bei unbekannten Lastfällen verloren und es lassen sich keine Rückschlüsse auf die physikalische Struktur ziehen. Greybox-Modelle bilden eine Mischform von Struktur- und Verhaltensmodell. Die Simulationsmodelle in dieser Arbeit werden als Struktur- oder Greybox-Modelle ausgeführt.

4.2 Virtuelles Testwerkzeug

Zur prinzipiellen Umsetzung der Modellerweiterungen und zur Einschätzung deren Einflusses auf das Berechnungsergebnis eines Ziehteils wurde zunächst ein rein virtuelles Testwerkzeug entworfen, welches sich an den typischen Merkmalen von Karosserieziehwerkzeugen der ersten Operationsstufe einer Pressenlinie orientiert. Das Werkzeug wurde in Kastenbauweise für eine einfachwirkende Presse mit Ziehkissen im Pressentisch konstruiert, siehe **Bild 33**. Aufgrund der Ziehteilform ist der Niederhalter um die X-Achse gewölbt um eine umlaufend konstante Ziehtiefe zu gewährleisten. Stempel, Matrize und Niederhalter sind homogen als Gussstrukturen (GGG70) mit Verrippung ausgeführt. Zur Positionierung der Platine sind Einweiser vorgesehen.

¹ Version MPP971_8.0.0

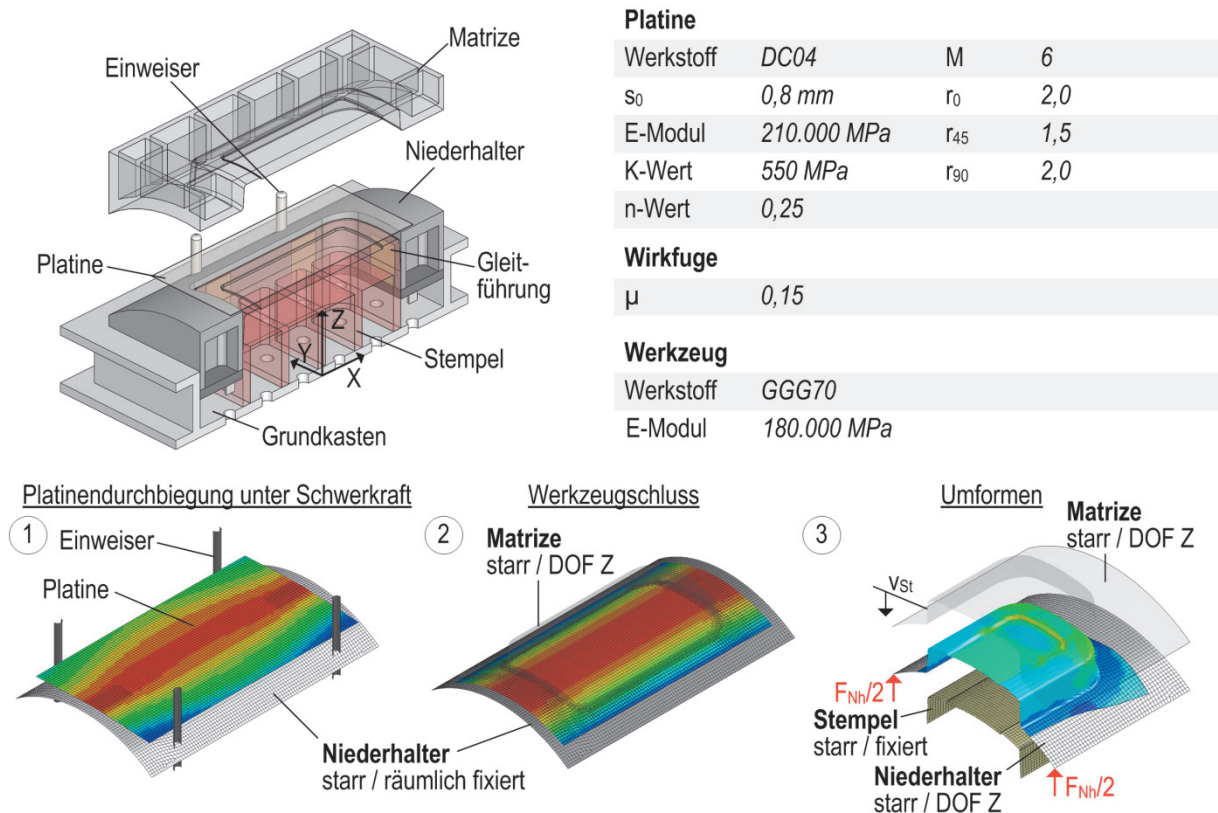


Bild 33 FE-Basisprozessmodell zur Bewertung der Plausibilität der Modellerweiterungen

Die FE-Prozesssimulation wird in 3 Schritten durchgeführt. Zunächst erfolgt die Berechnung der Platinendurchbiegung unter Schwerkraft mit dem impliziten FE-Solver (**Bild 33** unten links). Aufgrund der großen Aussparung im Niederhalter und der fehlenden Unterstützung der Platine durch den Stempel zu diesem Prozesszeitpunkt, hängt die Platine im mittleren Bereich stark durch. Beim späteren Werkzeugschluss würde dies zu einer unzulässigen Faltenbildung führen. Einen Ausweg stellt ein leichtes Vorbiegen der Platine entlang der X-Achse vor der Schwerkraftberechnung dar².

Aufgrund der auftretenden Wechselwirkungen zwischen Maschine, Werkzeug und Prozess in den Berechnungsschritten 2) Werkzeugschluss und 3) Umformen stellen diese das Hauptaugenmerk der folgenden Arbeiten dar. Im zweiten Berechnungsschritt wird die Platine zwischen Matrize und Niederhalter fest eingespannt (**Bild 33** unten Mitte). Dazu kommt der explizite LS-DYNA-Solver zum Einsatz. Im Basismodell werden die Werkzeugkontaktflächen durch starre Schalelemente abgebildet. Die Ziehstäbe werden analytisch an der Oberfläche der starren Matrize angetragen. Das 1 mm starke Blech wird mit vollintegrierten Schalelementen (LS-DYNA Typ 16) mit 5 Integrationspunkten über der Dicke modelliert, die Fließkurve mithilfe der

² Dies wird im LS-DYNA-Solver mit der Karte *CONTROL_FORMING_PRE_BENDING realisiert.

Approximation nach Swift beschrieben. Da die späteren Versuchsbleche ein anisotropes Materialverhalten ausweisen, wurde auch für das Basismodell ein anisotropes Materialmodell gewählt (LS-DYNA Materialkarte 36, Fließkriterium nach Barlat). Die Materialkennwerte sind in **Bild 33** rechts oben zusammengefasst. Die Reibung zwischen Werkzeug und Blech wird als Coulomb'sche Reibung mit konstanter Reibzahl μ abgebildet.

Im dritten Berechnungsschritt findet das eigentliche Umformen des Bleches statt. Das Umformen wird mit dem expliziten Solver berechnet. Das Ziehteil wird mit einer über dem Ziehweg konstanten Niederhalterkraft von 400 kN gezogen. Die Niederhalterkraft F_{Nh} ist als konstante Krafrandbedingung am Schwerpunkt des Niederhalters angetragen. Die Relativbewegung zwischen Stempel und Matrize wird durch eine Geschwindigkeitsvorgabe v_{Zieh} in negativer Z-Richtung an der Matrize realisiert; der Stempel ist raumfest, siehe **Bild 33** unten rechts. Zur Kontrolle der Plausibilität der anschließenden FE-Prozessmodellerweiterungen und der Bewertung deren Einflusses auf die Bauteilqualität wurden neben der prozentualen Blechausdünnung zusätzlich 8 Messpunkte am Flanschumriss des Bauteils zur Bestimmung des Flanscheinzugs herangezogen, **Bild 34** mitte. Desweiteren wird der Normaldruck zwischen Niederhalterhalter in Blechumformteil bewertet, **Bild 34** rechts.

Aufgrund der unterschiedlichen Eckenradien des Stempels (75 mm und 50 mm) entsteht ein asymmetrischer Flanscheinzug. Infolgedessen dickt das Blech auf der linken Bauteilseite (MP4) stark auf und der Normaldruck zwischen Niederhalter und Blech ist dort maximal. Durch die asymmetrische Bauteilgeometrie wird eine außermittige Prozesskraft in die Maschine eingeleitet. Dies wird später bei den Simulationen mit Maschineneigenschaften deutlich.

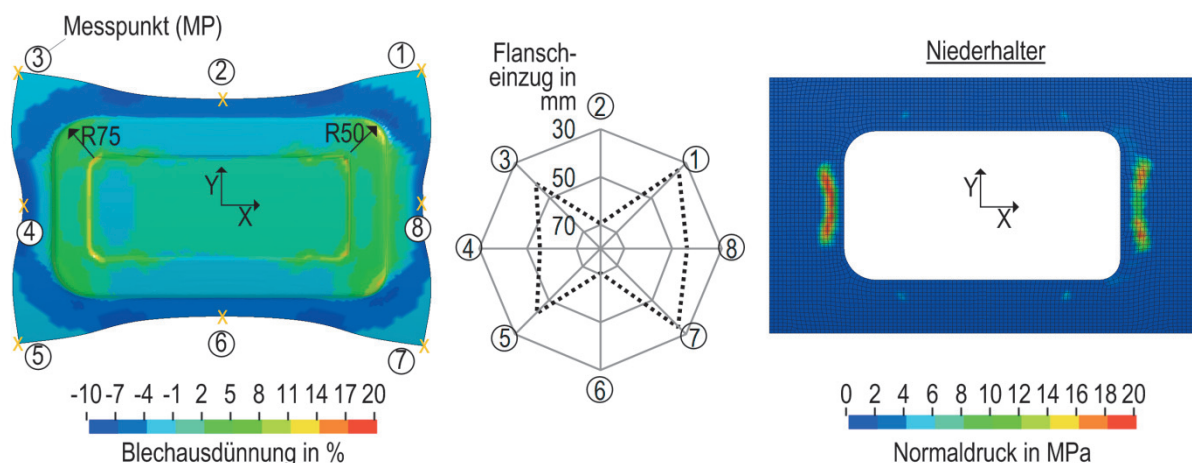


Bild 34 Ergebnisse Basismodell: links: Blechteil mit prozentualer Blechausdünnung und Lage der Messpunkte; rechts: Flanscheinzug als Spinnendiagramm

4.3 Elastische Werkzeugstruktur

Aus dem Stand der Technik wird klar, dass sich die Hybridvernetzung nach HAUFÉ ET AL. [50] als vielversprechendste Reduktionsmethode herauskristallisiert. Die Methode wird in Folgearbeiten von HAUFÉ ET AL. [49] auch auf größere Werkzeugstrukturen angewendet. Zur Modellierung der elastischen Werkzeugstrukturen in dieser Arbeit wurde die Kopplung von groben Volumenelementen und feinen Schalen an der Werkzeugoberfläche aufgrund der einfachen Handhabbarkeit (vgl. modale Reduktion) und des geringen Speicherbedarfs (vgl. Kondensation) mithilfe von algebraischen Zwangsbedingungen eingesetzt. Zudem bietet diese Methode eine einfache Möglichkeit zum Austausch der Werkzeugoberfläche ohne in die Modellstruktur eingreifen zu müssen. Damit ist die schnelle Integration von modifizierten Werkzeugoberflächen (z.B. eingearbeitete Werkzeug-Aktivflächen, verschlissene Flächen) auch in komplexe Prozessmodelle möglich. Die Werkzeugoberfläche wird mit Kontaktschalen (sog. Nullschalen) vernetzt, welche keine eigene Steifigkeit besitzen und lediglich als Kontaktelemente fungieren. Dabei übertragen sie die Kräfte vom Blech auf den elastischen Werkzeuggrundkörper. Der Grundkörper wird in der vorliegenden Arbeit stets durch Hexaederelemente abgebildet. Dies kann aufgrund der Notwendigkeit einer automatischen Vernetzung zu Lasten der Genauigkeit auf Tetraederelemente umgestellt werden. Zur Reduktion der Kontaktberechnungszeit werden den relevanten Oberflächenbereichen des Werkzeuggrundkörpers Kontaktsegmente zugewiesen welche als Mastersegmente im „tied-contact“ agieren. Die Dicke des Mastersegmentes (MST) ergibt sich aus dem Volumen des dazugehörigen Volumenelementes dividiert durch die Fläche des Mastersegmentes. Im FE-Code ist eine „nahe“ Distanz zwischen Mastersegment (Werkzeugstruktur) und Slavesegment (Werkzeugwirkfläche) definiert, welche zur Detektion des Slavesegmentes nicht überschritten werden darf, siehe **Bild 35**. Dies ist besonders bei der physischen Modellierung von Ziehstäben und an kleinen Ziehradien wichtig.

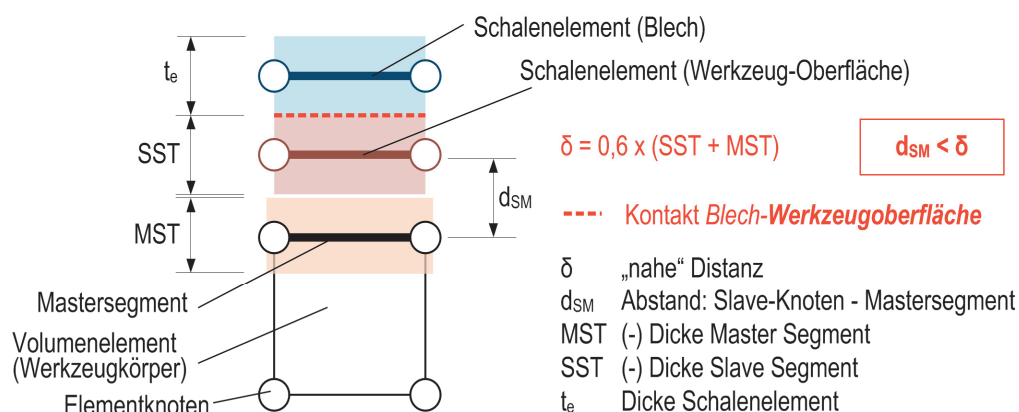


Bild 35 Schema zur Anbindung von Kontaktschalenelementen an Volumenelemente durch algebraische Zwangsbedingungen in LS-DYNA

Da bei dieser Modellierungsart das Oberflächennetz keinen Starrkörper darstellt und damit die Elementstärke programmbedingt nicht einseitig (d.h. werkzeugseitig) ausgeschaltet werden

kann, muss das Werkzeugwirkflächennetz negativ um die halbe Elementstärke offsetiert werden. Da dies in der Praxis bei der Vernetzung von komplexen Werkzeugmodellen zu einem erheblich höheren Vernetzungsaufwand führt, wird im folgenden die Referenzfläche des Kontaktschalenelementes an die untere Seite des Schalenelementes verschoben, siehe **Bild 36**. Die Verlagerung der Referenzfläche und damit die Verschiebung der Schalendicke hat keinen Einfluss auf die mögliche Anbindungsentfernung zum Volumenelement. Der Kontakt zwischen Blech und Werkzeugaktivfläche kann damit auch direkt auf die Oberfläche des Volumennetzes positioniert werden, siehe **Bild 36** (D).

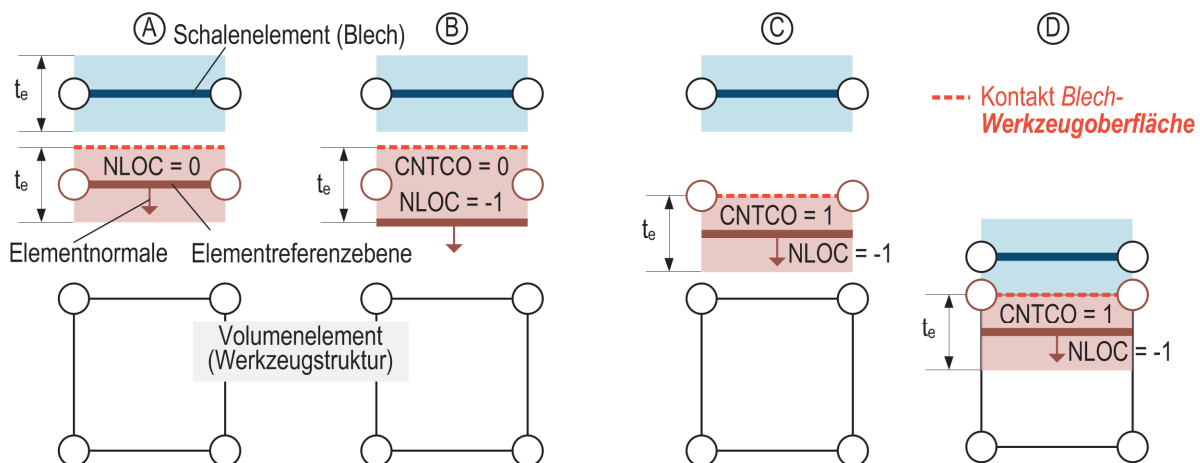


Bild 36: Verschiebung der Referenzfläche der Kontaktschale an der Werkzeugoberfläche³

Um weitere Volumenelemente im Prozessmodell einzusparen, ist es sinnvoll die für Karosseriewerkzeuge typische Verrippung mit Plattencharakter durch recheneffiziente Schalenelemente abzubilden. Als Referenz wurde ein Hexaedermodell eines repräsentativen Werkzeugausschnitts mit einem konstanten Druck von 2 MPa über der Oberfläche beaufschlagt, siehe **Bild 37** oben. Als Vergleichsgröße wurde die maximale Durchbiegung herangezogen. Zunächst wurde eine komplette Abbildung der Werkzeugstruktur und -aktivfläche als Schalenstruktur betrachtet. Dazu wurden die Deckenschalen an der Werkzeugaktivfläche positioniert, die Referenzfläche der Schalenelemente um die halbe Schalendicke nach unten verschoben und die Rippenstruktur zur Anbindung an die Deckenstruktur verlängert. Der Vergleich der maximalen Durchbiegung der reinen Schalenstruktur mit einem Referenzmodell aus Hexaederelementen zeigt Abweichungen von 0,015 mm an der Aktivfläche, siehe **Bild 37** (F). Die Methode erscheint für Werkzeugelemente mit konstanter Aktivflächenstärke anwendbar (Niederhalter). Für Matrize und Stempel ist diese Vorgehensweise ungünstig, da die jeweiligen Deckplatten stark in ihren Dicken schwanken. Daher müssen dort Volumenelemente einge-

³ In LS-DYNA: 1. Parameter CNTCO in der Karte *CONTROL_SHELL auf 1, damit liegt die Kontakt- auf der Referenzebene. 2. Verschieben der Referenzebene durch entsprechende Eingabe von NLOC in *SECTION_SHELL auf -1

setzt werden. Als problematisch stellt sich hierbei die Anbindung der Schalenelemente (Verrippung) mit rotatorischen Freiheitsgraden an die Volumenelemente ohne rotatorische Freiheitsgrade dar, siehe **Bild 37** (A) und (B). Teilen Schalen und Hexaeder einen gemeinsamen Knoten, führt die Charakteristik der Volumenelemente dazu, dass keine Momente übertragen werden. Infolge dessen ist die Struktur zu weich und biegt sich stärker durch als die Referenzstruktur (**Bild 37 A**). Das gleiche Problem bringt die Übertragung der bisherigen LS-DYNA-Kontaktformulierungen zur Anbindung von Elementkanten an Flächensegmente auf die Anbindung von Elementkanten an Volumenelemente mit sich (**Bild 37 B**). Der Kontakt erfolgt über einen Knoten des Volumenelementes entlang der Schalendicke der Rippenstruktur. Eine Momentenübertragung ist damit nicht möglich.

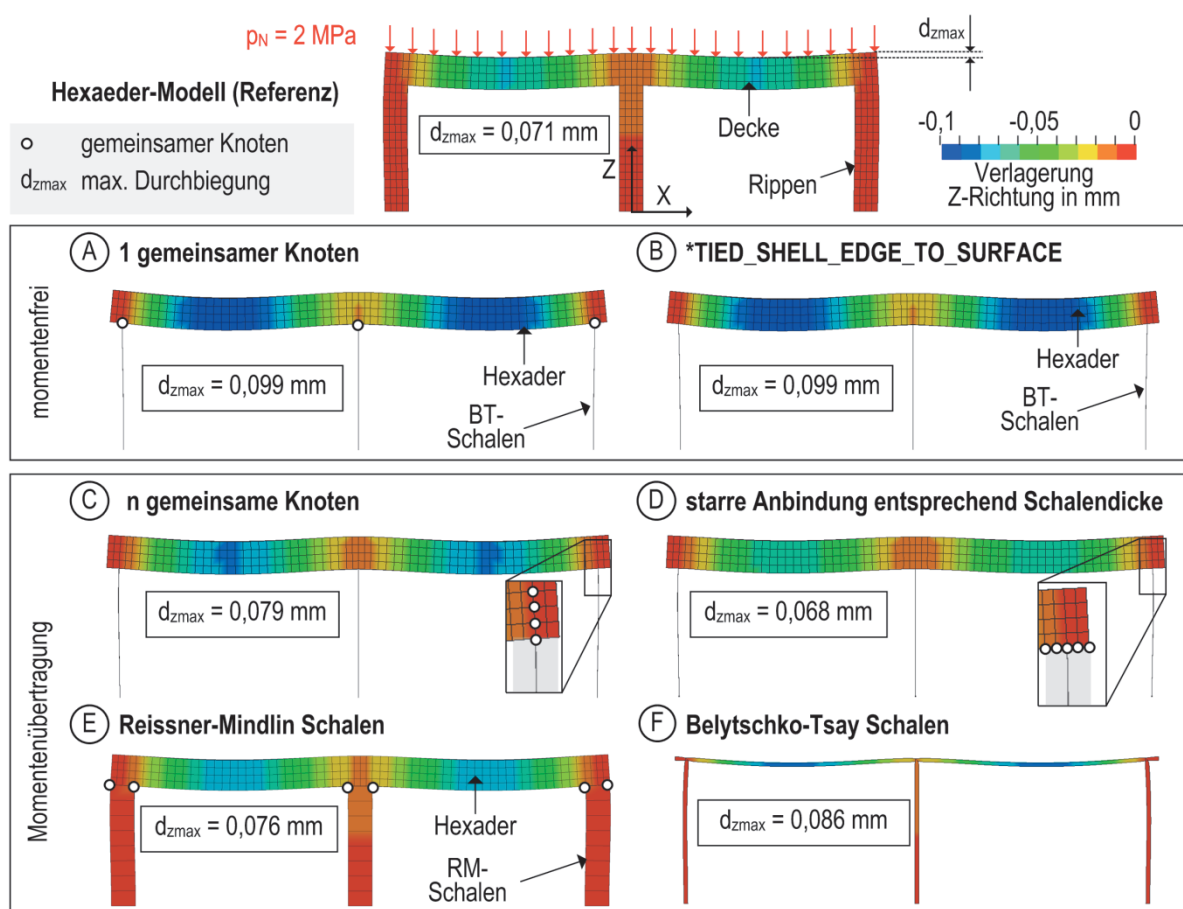


Bild 37 Modellierung der Verrippung von Werkzeugen

Die Verschmelzung mehrerer Schalenkonten mit dem Hexaedernetz entlang dessen Dicke ermöglicht die Übertragung eines Momentes von der Schalenstruktur auf das Hexaedernetz (**Bild 37 C**). Da die Verbindung in Richtung der Schalendicke der Rippe jedoch nur über einen Knoten erfolgt, ist die Verlagerung der gesamten Deckenplatte in Z-Richtung überhöht. Die hinsichtlich der Durchbiegung der Deckenplatte beste Lösung ist die starre Anbindung der Schalenelemente an die Hexaederelemente über mehrere der Schalendicke entsprechenden Knoten. Damit erfolgt die Krafteinleitung in Z-Richtung ähnlich der Referenzstruktur und eine

Momentenübertragung ist ebenfalls möglich (**Bild 37 (D)**). Nachteilig wirkt sich die aufwendige Modellierung in Y-Richtung aus, da hier jedes Schalenelement separat an ein Volumenelement angebunden werden muss, um eine Durchbiegung in der YZ-Ebene zu erlauben. Der Einsatz von 8-knotigen Schalen⁴ zur Vernetzung der Werkzeugverrippung ermöglicht die Anbindung der Schalenkante mit 2 Knoten entlang der Schalendicke und damit die Übertragung der Momente (**Bild 37 (D)**).

Die Erkenntnisse werden im Folgenden auf die Modellierung des Referenzwerkzeuges übertragen. Das elastische Basismodell für den Niederhalter stellt ein vollvernetztes Modell aus Hexaederelementen mit einer Kantenlänge von 10 mm dar (Struktur A), siehe **Bild 38**. Auf der Oberfläche befinden sich Kontaktschalen⁵ mit der gleichen Kantenlänge. Werkzeugstruktur B wurde ebenfalls mit Hexaederelementen mit einer Elementkantenlänge von 20 mm und den Kontaktschalen mit 10 mm Kantenlänge abgebildet. Struktur C zeigt die Anwendung von Schalenelementen zur Abbildung der Rippenstruktur. Die Rippen wurden nach Methode E in **Bild 38** an die Deckenplatte aus Hexaederelementen angebunden. Struktur D stellt die Anwendung von Schalenelementen zur Modellierung aller plattenähnlichen Bestandteile des Niederhalters mit konstanter Stärke dar. Die Elementanzahl konnte signifikant reduziert werden.

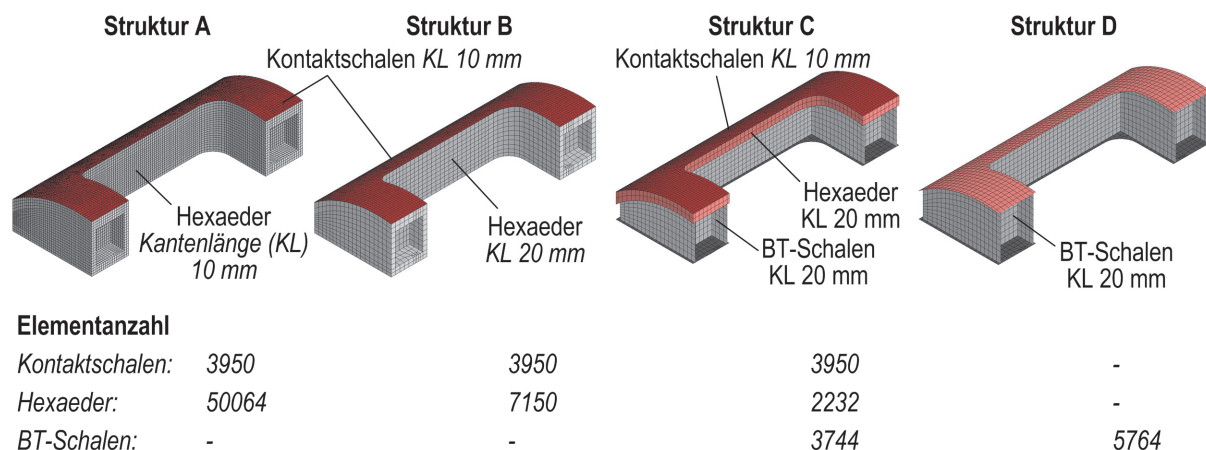


Bild 38 konsequenter Einsatz der Hybrid-Vernetzung elastischer Werkzeugstrukturen zur Reduktion der Freiheitsgrade

Im Folgenden werden die erklärten Methoden mit dem Ziel minimaler Berechnungszeit auf das gesamte Referenzwerkzeug angewendet. Der Niederhalter besteht aus Schalenelementen, die Deckplatten der Matrize und Stempel wurden jeweils aus Schalen- und Hexaederelementen aufgebaut. Die Werkzeugverrippung wurde als Schalenstruktur mit 8-knotigen Schalenelementen aufgebaut. Der Stempel ist an der Unterseite räumlich fixiert. Die Knoten an der oberen

⁴ In LS-DYNA: Elementform 1 und 2 in der Karte SECTION_TSHELL

⁵ Die Kontaktschalen sind notwendig, um die Kontaktformulierungen *CONTACT_FORMING... anwenden zu können. *CONTACT_FORMING ist Voraussetzung für eine korrekte Ausführung der adaptiven Netzverfeinerung der Platine.

Matrizenfläche sind zu einem Starrkörper zusammengefasst⁶ und mit einer Geschwindigkeitsrandbedingung beaufschlagt. Der Ziehkissenantrieb wird durch eine nichtlineare Feder abgebildet. Die Knoten am Niederhalter welche im Kontakt mit den Pinolenstirnflächen stehen würden, wurden ebenfalls zusammengefasst und fest am Ziehkissenantrieb angebunden, siehe **Bild 39**. Zur Bewertung der Berechnungszeiten und zur Einschätzung der Modellplausibilität wurde vergleichsweise ein vollvernetztes Hexaedermodell gerechnet.

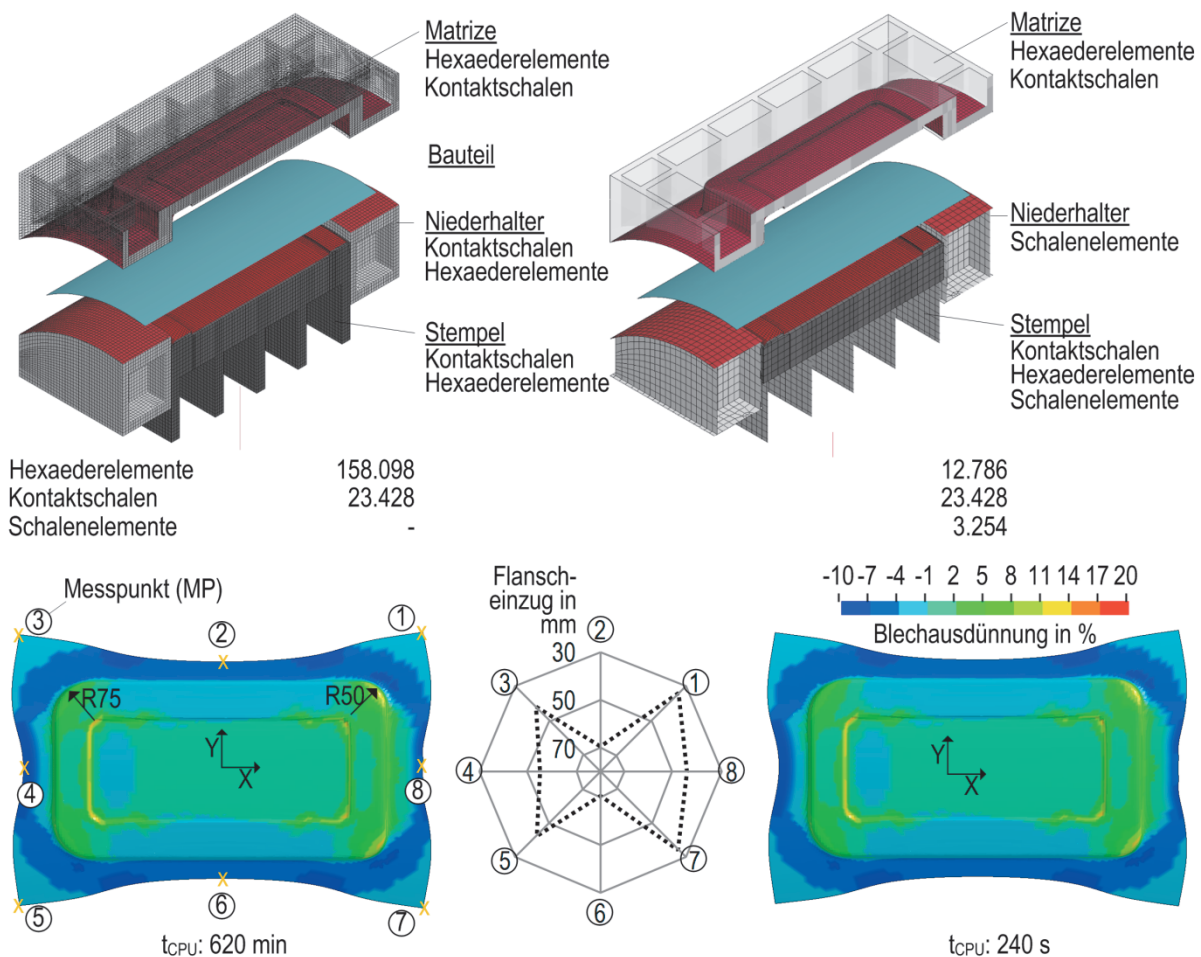


Bild 39 Mögliche Reduktion der Berechnungszeit für ein vollelastisches Werkzeugmodell

Bei konsequenter Anwendung der Modellierungstechniken zur Abbildung elastischer Werkzeugstrukturen konnte die Anzahl der Volumenelemente um 146.000 verringert werden. Dies spiegelt sich in der kürzeren Berechnungszeit wieder. Der Vergleich der simulierten Bauteile hinsichtlich Blechausdünnung und Flanscheinzug zeigt keine signifikanten Unterschiede. Damit kann das Vorgehen zur Modellierung der Werkzeuge für die weiteren Betrachtungen übernommen werden.

⁶ In LS-DYNA mittels der Karte: *CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY

4.4 Werkzeuganbindung an umliegende Strukturen

4.4.1 Matrizen und Stempel

Die Anbindung der elastisch modellierten Matrizen und Stempel erfolgt flächig am Pressenstößel bzw. am Pressentisch. Dabei lässt sich an den Schnittstellen ein Knotenset an den Werkzeugen definieren welches über eine geometrische Zwangsbedingung an die Oberfläche des Stößels bzw. des Tisches gebunden wird.

Bei der Anbindung der elastischen Werkzeuge an Pressenbaugruppen ist grundsätzlich zu beachten, dass ein einzelner Knoten nicht in 2 verschiedenen „Tied-Kontakten“ zur gleichen Zeit gebunden sein darf. Dies erlangt bei der Verwendung der Hybridvernetzung Bedeutung, siehe **Bild 40**. Im linken Bild überschneiden sich die beiden Kontakte. Als Folge wird ein Kontakt vorrangig behandelt, einzelne Knoten im überlappenden Bereich bleiben ungebunden und führen so zu einem programmseitigen Berechnungsabbruch. Ein Ausweg besteht in der Verkürzung des Werkzeugaktivflächennetzes. Dies ist zulässig, da die Werkzeugoberfläche nur im Kontaktbereich mit dem Blech vorhanden sein muss.

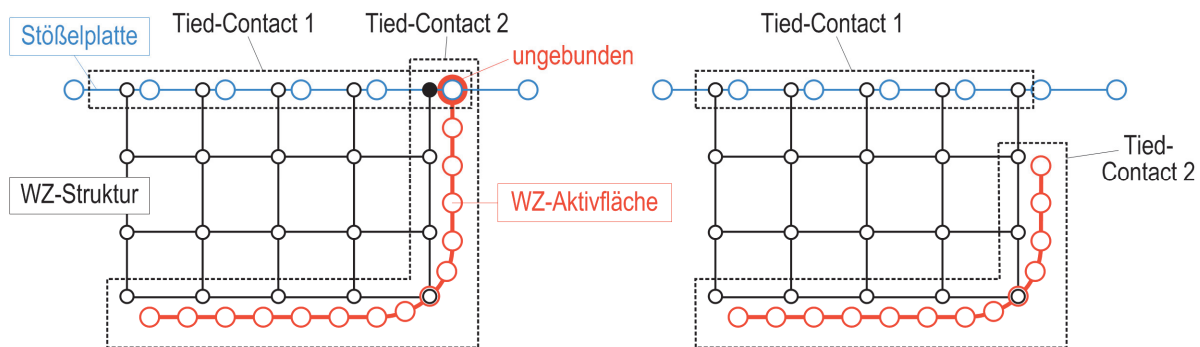


Bild 40 Verwendung von zwei „TIED-Contacts“ zur Anbindung der Werkzeugaktivfläche und der Stößelplatte an die elastisch modellierte Werkzeugstruktur: links: Kontakte überschneiden sich, recht: Kontakte teilen keine Knoten

4.4.2 Niederhalter

Die Nachgiebigkeit des Niederhalters hat eine entscheidende Bedeutung für die Normaldruckverteilung an der Kontaktfläche zwischen Niederhalter und Blech. Durch die Lagerung des Niederhalters auf den flächenmäßig kleinen Pinolenstirnflächen ist von einer größeren elastischen Verformung (global und lokal) zu rechnen als bei der fest am Stößel anliegenden Matrizen auszugehen. Der Effekt der Einebnung des Pinolentragbildes auf das Tiefziehteil bei steigenden Niederhalterkräften kann nur simuliert werden, wenn die Elastizitäten der Pinolen im Prozessmodell berücksichtigt werden. Die Pinolen werden als lineare Feder-Dämpfer-Elemente modelliert und mit folgendem Zusammenhang parametrisiert:

$$c_{pin} = \frac{(E_{pin} \cdot A_{pin})}{l_{pin}}$$

Die Anbindung der Pinole kann auf zwei Arten geschehen. Zum einen kann die Auflage des Niederhalters auf der Pinolenstirnfläche über einen Kontakt definiert werden, siehe **Bild 41** links. Die Fertigungstoleranz lässt sich über den Abstand der Pinolenstirnfläche vom Niederhalter berücksichtigen. Die Pinolenstirnfläche wird als Starrkörper mit einem Freiheitsgrad in Z-Richtung modelliert. Bei üblichen Karosserieziehwerkzeugen mit über 100 Pinolen bedeutet diese Variante allerdings auch 100 zusätzliche Kontakte. Dies wirkt sich besonders negativ auf die Modellzerlegung und der daraus resultierenden Instabilität bei Berechnungen auf mehreren Prozessoren mit dem LS-DYNA-MPP-Solver aus. Zudem wurden Kontaktprobleme festgestellt, wenn Knoten der starren Pinolenstirnflächen direkt auf Knoten der Volumenelemente des Niederhalters treffen. Dies kann durch die Anbindungsvariante B umgangen werden. Der obere Pinolenknoten wird über eine algebraische Zwangsbedingung⁷ entsprechende der Pinolenstirnfläche an den Niederhalter angebunden. Es wird ausschließlich eine translatorische Kraft in Z-Richtung übertragen. Die Fertigungstoleranz der Pinole lässt sich durch Verschieben der Kraftanstiegsgeraden der nichtlinearen Ersatzfeder um den Wert T_{pin} berücksichtigen, siehe **Bild 41** rechts. Um Unstetigkeit im Modell zu vermeiden wirkt in dem Spielbereich das Dämpferelement.

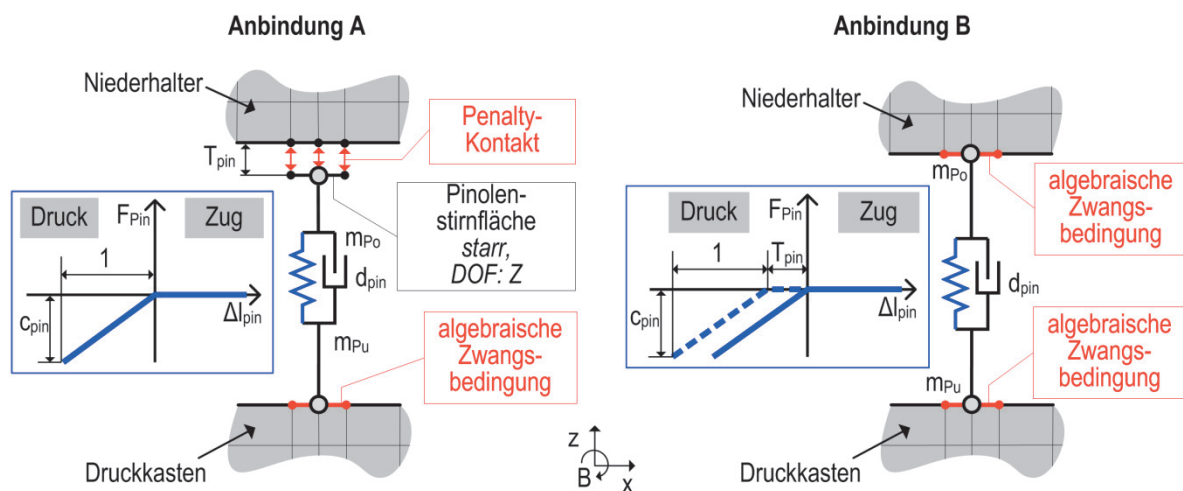


Bild 41 Modellbildung Pinolen und deren Anbindung an Niederhalter und Druckkasten

Im Folgenden wurde das FE-Prozessmodell um die elastischen Pinolen mit Anbindungsvariante B erweitert (**Bild 42** rechts). Das Pinolentragbild weist im FE-Prozessmodell mit elastisch modellierten Pinolen eine deutlich gleichmäßigere Verteilung der Pinolenkräfte auf als das Modell mit starren Pinolen. Die Kraftspitzen (z.B. an Pinole 2.1 und 3.1) werden durch die realistischere Nachgiebigkeit der Pinolen stark abgebaut. Aufgrund des Aufdickungsverhaltens des Blechbauteils im Bereich der Pinolen 2.1 und 3.1 steigt die Kraft in dieser Pinole stark an. Gleichzeitig fällt die Kraft in den anderen Pinolen. Dieser Effekt wird bei der starren Abbildung

⁷ in LS-DYNA: Karte *CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY

der Pinolen stark überhöht. Das Material wird in den Bereichen starker Aufdickung im Flanschbereich zu stark zurückgehalten. Dieser Einebnungseffekt ist von entscheidender Bedeutung für die Aussagegenauigkeit des Prozessmodells.

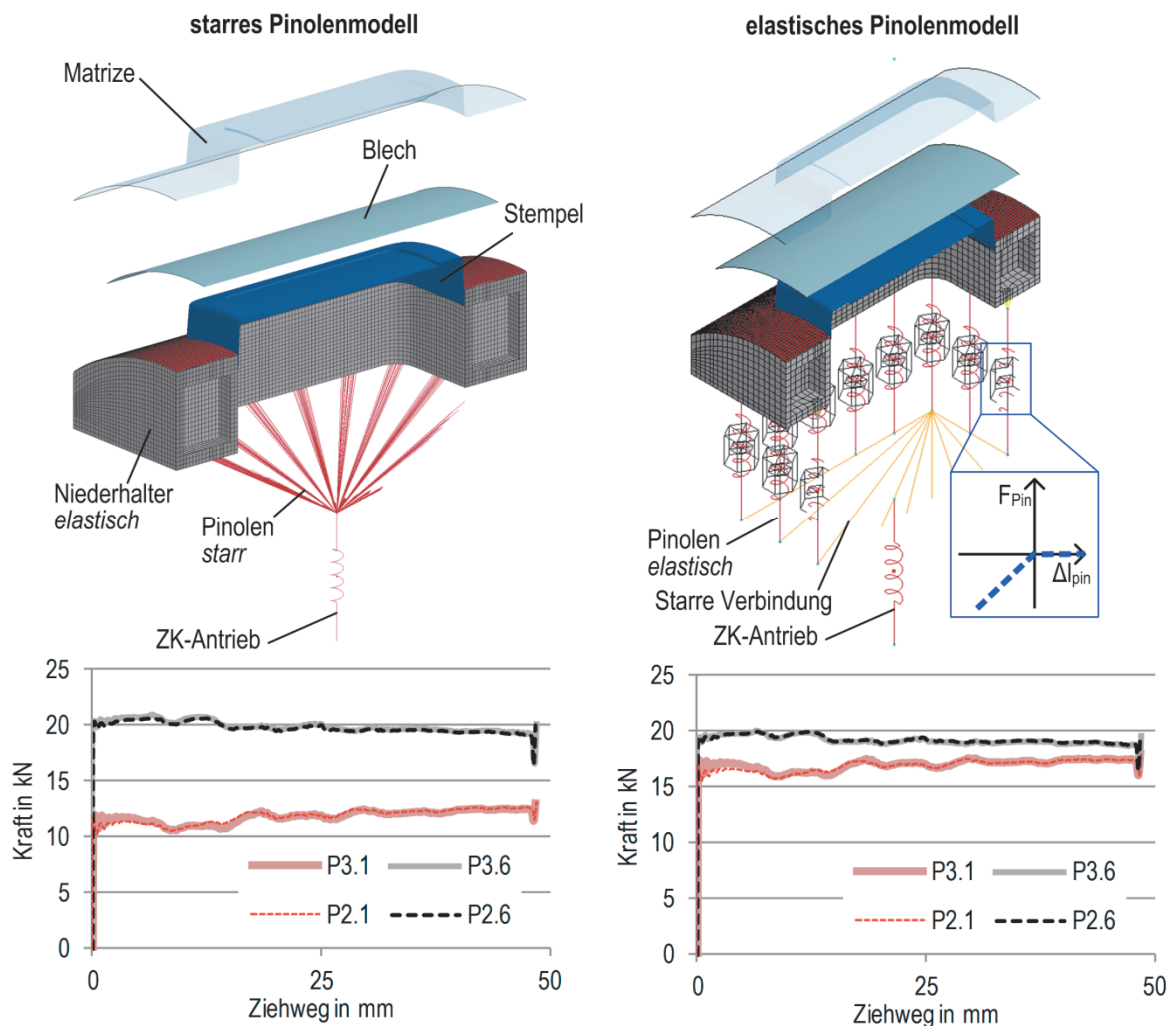


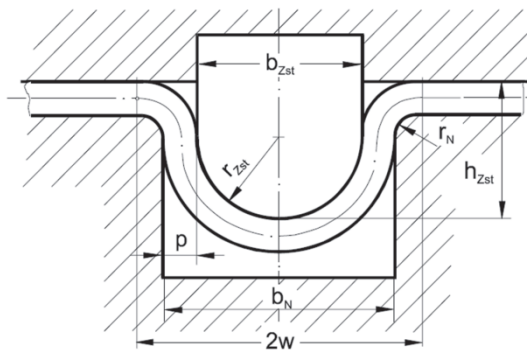
Bild 42 Auswirkung elastischer Randbedingungen im Ziehkissen auf das Pinolentragbild und den Flanscheinzug am Bauteil

4.4.3 Abbildung der Ziehstäbe auf elastisch modellierten Werkzeugen

Da der Einsatz von Ziehstäben zur Beeinflussung des Materialflusses in die Matrize breite Anwendung in Karosserieziehwerkzeugen findet, ist die Modellierung der Wirkung des Ziehstabes auf das Blechumformteil in der FE-Prozesssimulation und speziell zur virtuellen Werkzeugeinarbeitung unabkömmlich. Wie dem Stand der Technik zu entnehmen wird die Wirkung des Ziehstabes in den derzeitigen Prozesssimulationen ausschließlich analytisch berücksichtigt.

Auf Grundlage der Berechnungsformel von Kluge [60] und den Kennwerten von Voelkner und Sörgel [103] wurde die Rückhaltekraft am Beispiel eines halbrunden Ziehstabes berechnet. Die notwendigen geometrischen Größen und Materialkennwerte sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

Tabelle 12 Kennwerte zur analytischen Berechnung der Rückhaltekraft eines halbrunden Ziehstabes

	Reibwert μ	-	0,155
	Blechdicke s_0	mm	0,78
	Zugfestigkeit R_m	MPa	313
	Spaltbreite p	mm	1,25
	Ziehstabradius r_{Zst}	mm	5
	Einlaufradius r_N	mm	2,5
	Eindringtiefe h_{Zst}	mm	5
	Ziehstablänge	mm	50
	K1	-	1,85
	K2	-	0,2

Die Gesamtückhaltekraft des Ziehstabes ergibt sich damit zu 5746 N. Dieser Wert wurde zur Definition der analytischen Ziehstabdefinition im FE-Solver genutzt, siehe **Bild 43** (1) und (2).

Im LS-DYNA-MPP-Solver ist der Kontaktalgorithmus⁸ zur Abbildung der Ziehstabwirkung auf eine starre Werkzeugoberfläche angewiesen. Als Kompromiss zur Modellierung eines analytischen Ziehstabes auf einem elastischen Werkzeugmodell wurde in dieser Arbeit das Mitführen eines „Dummy“-Starrkörpers welcher den Ziehstab trägt, jedoch nicht im Kontakt mit der Platine steht, gewählt (**Bild 43** (2)). Die elastische Verformung der Matrize hat in diesem Fall keinen Einfluss auf die Kraftwirkung des Ziehstabes.

Einen Ausweg bietet die strukturelle Abbildung des Ziehstabes (**Bild 43** (3), (4) und (5)). Aufgrund der genaueren Nachbildung der Kraftwirkung des Ziehstabes (besonders an den Enden des Ziehstabes) und der tatsächlichen elastischen Wechselwirkung zwischen der Platine und der Werkzeugstruktur ist mit einer größeren Prognosegenauigkeit des Prozessmodells zu rechnen. Negativ auf die Genauigkeit wirken sich wiederum die Defizite der Schalentheorie zur Simulation dieses zusätzlichen Biegevorganges des Bleches aus. Die Modellierung des elastischen Ziehstabes erfordert eine feine Vernetzung des engen Radius. Dies ist besonders bei der Erstellung eines entsprechenden Volumennetzes an dieser Stelle kompliziert und erfordert lange Berechnungszeiten (**Bild 43** (4)).

Zur Vereinfachung des Modells wurde daher der Ziehstab bei der Erstellung des Hexaeder-netzes der Werkzeugstruktur nicht berücksichtigt (**Bild 43** (5)). Der Vergleich zu einem fein

⁸ In LS-DYNA Karte *CONTACT_DRAWBEAD)

diskretisierten Hexaedernetz (**Bild 43 (4)**) zeigt eine identische Spannungsverteilung im Bauteil und eine minimal geringere Berechnungszeit. Der Hauptvorteil liegt in der sehr viel einfacheren Vernetzung der Werkzeughälften.

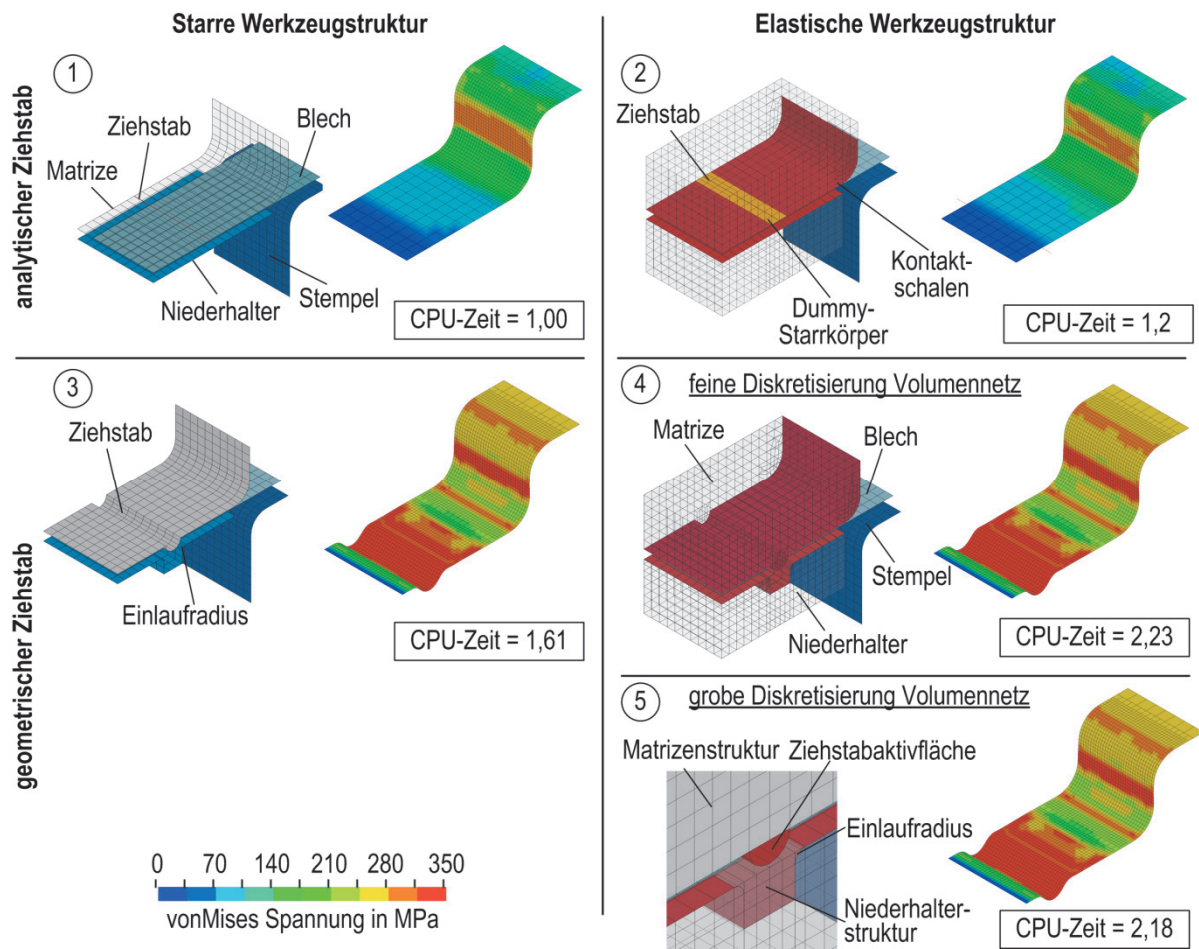


Bild 43 Methoden zur Modellierung des Ziehstabes bei elastischer Abbildung der Werkzeughälften

Die Modellierung des Ziehstabes als Strukturmodell verlangt die korrekte Diskretisierung der Ziehstabaktivfläche. Dazu wurde der Einfluss der Elementanzahl entlang des Ziehstabradius in Abhängigkeit der Elementkantenlänge des Platinennetzes auf das Blecheinzugsverhalten und die Rückhaltekraft des Ziehstabes untersucht. Generell gilt, dass die Elemente der Platine kleiner sein sollten als die Elemente des Ziehstabes. Dies ist insbesondere zu Simulationsbeginn in Verbindung mit einer adaptiven Verfeinerung des Platinennetzes zu beachten. Das Platinennetz muss vor Beginn des Klemmvorganges entsprechende Elementgrößen aufweisen. Dazu kann das Netz von vornherein in den Gebieten, welche den Ziehstab durchlaufen, genügen fein gestaltet oder die adaptive Netzverfeinerung bereits vor dem Klemmvorgang ausgeführt werden. Der zweite Ansatz stellt hinsichtlich Modellierungs- bzw. Berechnungsaufwand die deutlich günstigere Variante dar. Die folgenden Modelle wurden ohne Netzverfeinerung gerechnet. Es zeigt sich, dass die Elementkantenlänge des Platinennetzes einen signifikanten Einfluss auf das Einzugsverhalten der Platine und auf das Stabilitätsverhalten der

Rückhaltekraft des Ziehstabes hat, siehe **Bild 44**. Je größer die EKL der Platine desto stärker schwingt die Rückhaltekraft. Bei einer EKL gleich 2,5 mm reißt die Platine nach 20 mm Stempelweg. Die Elementanzahl über dem Ziehstabradius hat einen geringeren Einfluss auf das Einzugsverhalten. Für das Beispiel eines Ziehstabes mit 5 mm Radius kann dennoch eine ideale Anzahl von 5 Elementen ermittelt werden. Eine weitere Steigerung verzeichnet bei Elementkantenlängen der Platine von 0,625 mm oder 1,25 mm keine Änderung der Rückhaltekraft oder des simulierten Blecheinzuges mehr.

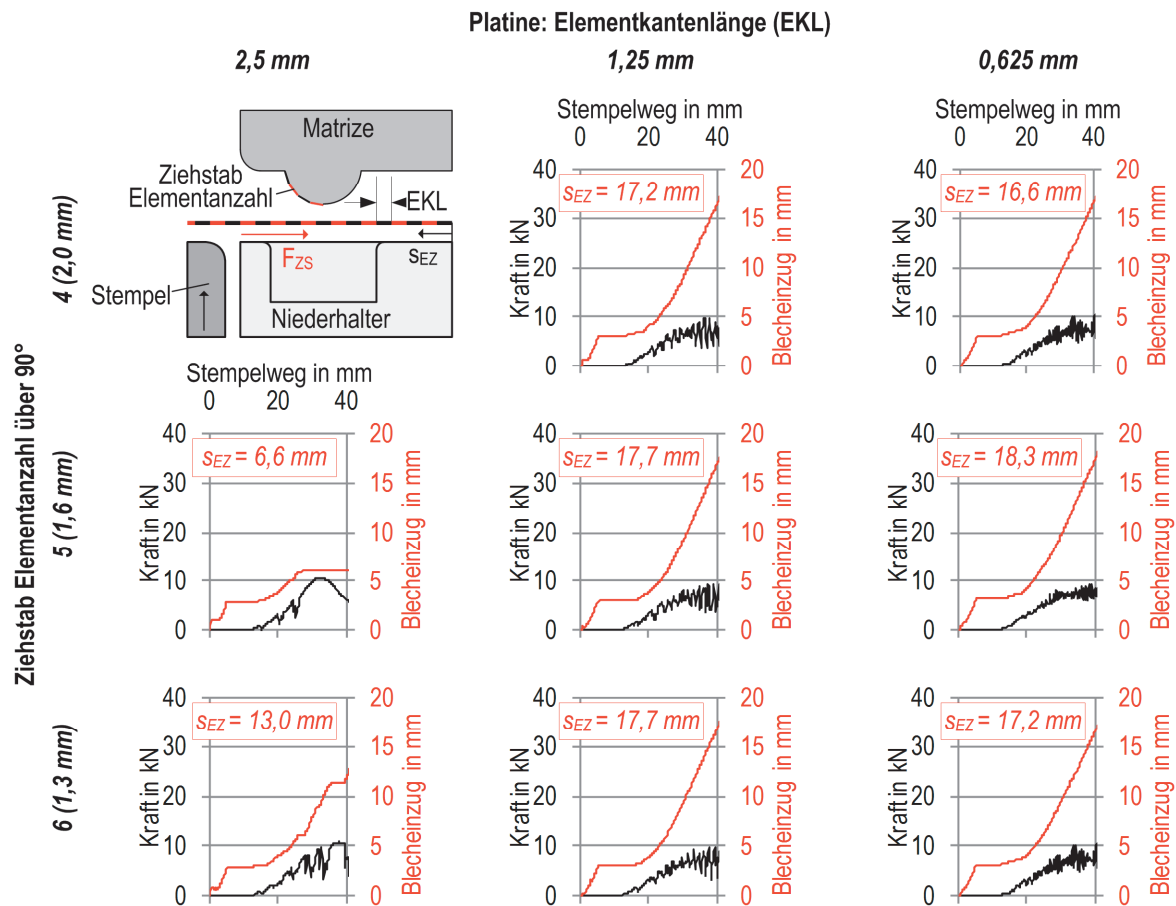


Bild 44 Elementgrößen zur Abbildung der Ziehstäbe im Prozessmodell

Das Strukturmodell des Ziehstabes erfordert einen größeren Modellierungsaufwand und eine längere Berechnungszeit, da die Blechelemente welche den Ziehstab durchlaufen, entsprechend klein sein müssen. Die strukturelle Modellierung stellt aber momentan die einzige Modellierungsvariante zur Abbildung der elastischen Wechselwirkungen zwischen Platine-Ziehstab und Werkzeugstruktur dar.

4.5 Die Werkzeugführung

Die Werkzeugführung (WZF) stellt die Verbindung sowohl des Pressenstößels mit dem Pressentisch als auch mit dem Niederhalter dar. Die Berücksichtigung des Einflusses der Werkzeugführung auf die Stößelkipfung und auf die Durchbiegung des Niederhalters in der FE-Prozesssimulation erscheint besonders bei großen und stark außermittigen Prozesslasten sinnvoll. Zur Implementierung der Werkzeugführung in die Prozesssimulation bieten sich die strukturelle und die analytische Modellierung an. Des Weiteren kann die Wirkung der WZF als Erhöhung der Kippsteifigkeit des Pressenstößelsystems berücksichtigt werden. Von einem Strukturmodell der Werkzeugführung wird aufgrund der komplexen Kontaktbedingungen abgesehen.

4.5.1 Analytische Berechnung der Wirkung der Werkzeugführung

Die analytische Berechnung der versteifenden Wirkung der Werkzeugführung auf das Pressenstößelsystem ist beim Einsatz von Säulenführungen durch die Berechnung der Biegelinie der Säule möglich. Werden Stollenführungen eingesetzt, ist deren Steifigkeit stark abhängig von der Geometrie des Werkzeuges. Eine analytische Berechnung ist daher nicht sinnvoll. Die Berücksichtigung der Säulenführung erfolgt durch Einbindung eines zusätzlichen diskreten Federelementes zwischen den Knoten N1 und N2, siehe **Bild 45**. Der Knoten N1 hat einen Freiheitsgrad in Z-Richtung und ist in X- und Y-Richtung relativ zum Pressentisch fixiert. Knoten N2 ist fest mit dem Stößel verbunden.

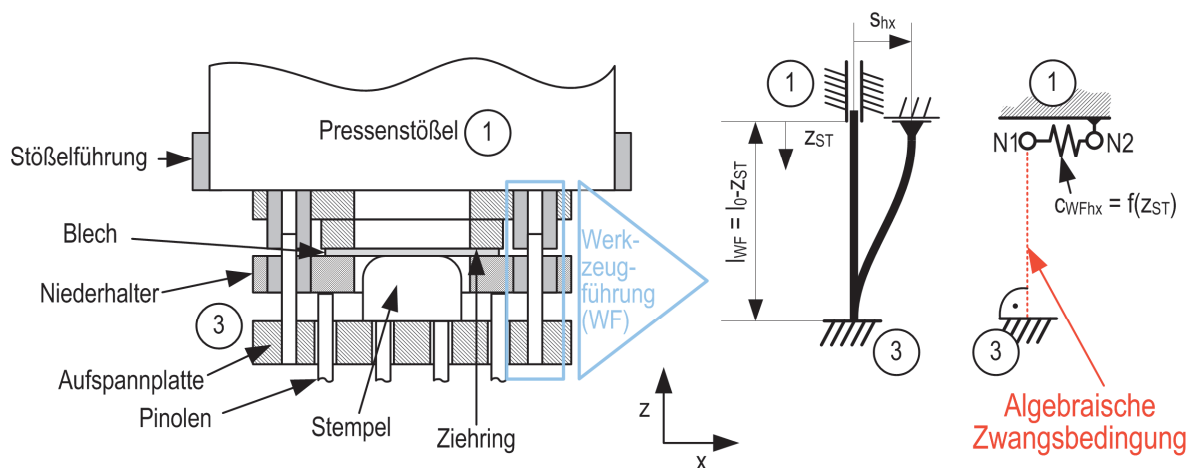


Bild 45 Werkzeugführung als Säulenführung – Berechnung der Ersatzsteifigkeit zur Anbindung am Stößel

Die Berechnung der Federsteifigkeit der Ersatzfeder basiert auf der resultierenden Verlagerung der Führungsbuchse an der Stößelanbindung bei horizontalem Kraftangriff und erfolgt mithilfe der Biegelinie nach BEITZ UND GROTE [8] Fall 10:

$$s_{hx} = \frac{F \cdot l_{wf}^3}{12 \cdot E_{wf} \cdot I_{wf}}$$

Die Ersatzsteifigkeit ist als

$$c_{wfhx} = \frac{F}{s_{hx}} \quad 5$$

definiert. Nach Einsetzen von Gleichung 6:

$$c_{wfhx} = \frac{12 \cdot E_{wf} \cdot I_{wf}}{l_{wf}^3} \quad 6$$

Die analytische Berücksichtigung der Steifigkeit der Werkzeugführung am Niederhalter wird das Modell um die positionsabhängige Kippsteifigkeit der Säulenführung erweitert. Die Führungsbuchse am Niederhalter nimmt das resultierende Moment der Niederhalterbelastung auf. Dazu ist es notwendig eine Ersatztorsionssteifigkeit zu definieren. Die X/Y-Koordinaten des Knotens N3 (**Bild 46**) der Ersatzfeder werden mittels algebraischer Zwangsbedingung relativ zur Werkzeugaufspannplatte fixiert. Die rotatorischen Freiheitsgrade sind ebenfalls eingeschränkt. Der Knoten N4 ist fest mit dem Niederhalter verbunden.

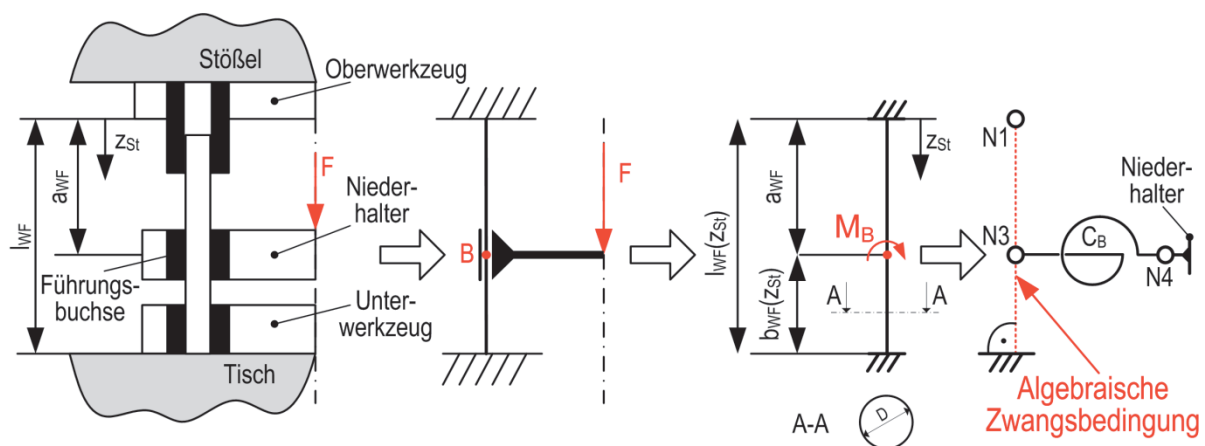


Bild 46 Werkzeugführung als Säulenführung – Berechnung der Ersatzsteifigkeit zur Anbindung an Niederhalter

Zur Ermittlung der Ersatztorsionssteifigkeiten für die Anbindung der Werkzeugführung an den Niederhalter kann die Neigung der Führungsbuchse mithilfe der entsprechenden Biegelinie berechnet werden. Für die unterschiedlichen Ausführungsformen von Werkzeugführungen ergeben sich verschiedene Gleichungen zur Berechnung der Ersatztorsionssteifigkeit c_B , siehe **Tabelle 13**.

Tabelle 13 Werkzeugführungstypen und Berechnung der Ersatzführungssteifigkeit zur Niederhalteranbindung
Dabei sind $\alpha = a_{wf}/l_{wf}$, $\beta = b_{wf}/l_{wf}$, $W_{wf} = (M_b \cdot l_{wf}) / (E_{wf} \cdot I_{wf})$ definiert.

	$w'_c = -\frac{W}{l_{wf}} \cdot \alpha \cdot \beta \cdot (1 - 3 \cdot \alpha \cdot \beta)$ $c_B = \frac{E_{wf} \cdot I_{wf}}{\alpha \cdot \beta \cdot l_{wf} (3 \cdot \alpha \cdot \beta - 1)}$
	$w'_c = -\frac{W_{wf}}{l_{wf}}$ $c_B = \frac{E_{wf} \cdot I_{wf}}{l_{wf}}$

4.5.2 Messtechnische Berücksichtigung

Die versteifende Wirkung des WZF auf das Kippverhalten des Pressenstößelsystems wurde im Stand der Technik nachgewiesen. Besteht daher die Möglichkeit die Vermessung der Stößelkippung mit eingebauten Werkzeugführungen durchzuführen, kann zur Berücksichtigung der Werkzeugführung im FE-Prozessmodell die Kippsteifigkeit des Stößelmodells entsprechend der Messung angepasst werden:

$$c_{k,ges} = c_k + c_{kWZF}$$

7

4.5.3 Bewertung der Modellierungsansätze

Die Modellierungsmethoden wurden für die Versuchsmaschine „Wanzke HPV160“ angewendet. Die Versuchsmaschine ist eine hydraulische Presse mit einer Nennkraft von 1600 kN und einem Stößelhub von 200 mm bei einer maximalen Werkzeugeinbauhöhe von 460 mm. Die Maschine ist mit einem ungeführten hydraulischen 1-Punktziehkissen ausgestattet. Die Werkzeugaufspannfläche beträgt 800 x 780 mm. Zunächst wurde die Stößelkippung bei einer außermittigen Belastung von 78 mm (entspricht 10 % der Tischbreite) mit und ohne Werkzeugführungsgestell (Säulendurchmesser $D_s = 50$ mm) photogrammetrisch gemessen, siehe **Bild 47**. Dazu wurde die Maschine mit entsprechenden Messmarken am Gestell und am Stößel versehen. Die Fotogrammetrie ermöglicht die Bestimmung der relativen Stößellage zum Pressengestell im Belastungsfall. Detaillierte Informationen zur photogrammetrischen Vermessung der Stößelkippung sind in GROßMANN et al. [41] zu finden.

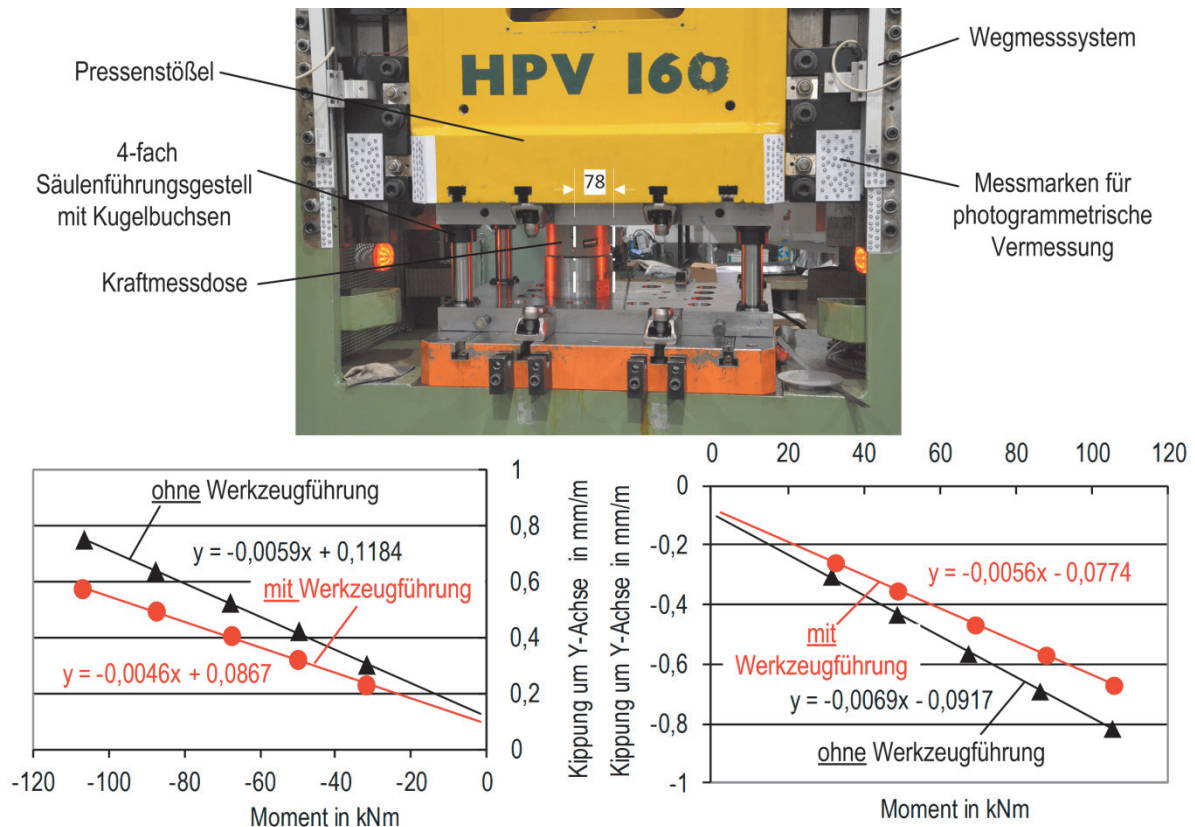


Bild 47 Einfluss der Werkzeugführung auf die Kippung des Pressenstößels bei außermittiger Belastung

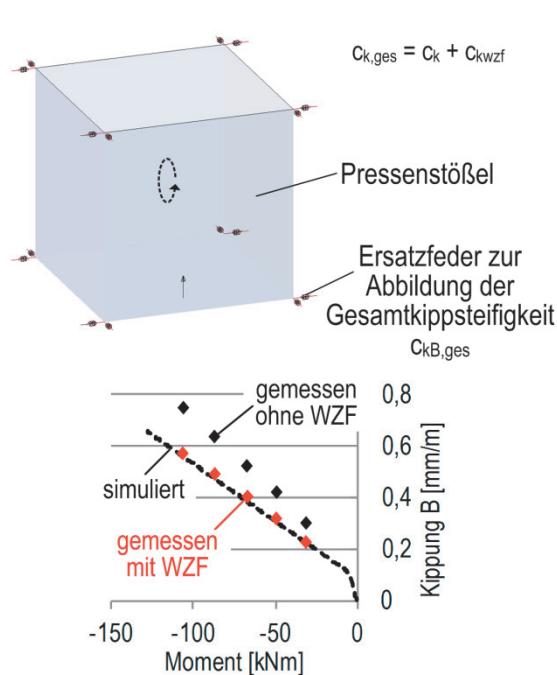
Aus den ermittelten Diagrammen lassen sich durch lineare Regression die Anstiege der Kippung über dem Belastungsmoment und damit die Kippsteifigkeiten der Versuchspresse um die Y-Achse berechnen. Die Kippsteifigkeit um die Y-Achse des vorliegenden Systems erhöht sich um ca. 25 % wenn die Werkzeugführung bei der Messung berücksichtigt wird, siehe **Tabelle 14**. Dies liegt im Bereich der recherchierten Werte im Stand der Technik.

Tabelle 14 Kippsteifigkeiten der Versuchspresse „Wanzke“ mit und ohne Werkzeugführung um Y-Achse

	ohne Werkzeugführung	mit Werkzeugführung	Einfluss WZF
$C_{kB(+)}$	169,5 kNm/mm/m	217,4 kNm/mm/m	+ 28 %
$C_{kB(-)}$	144,9 kNm/mm/m	178,6 kNm/mm/m	+ 23 %

Wird die Kippsteifigkeit ohne Werkzeugführung gemessen und auf die Ersatzfedern des kippelastischen Stößels umgerechnet, kann das elastostatische Kippungsverhalten des Pressenstößels unter Testbedingungen sehr genau nachgebildet werden, siehe **Bild 48** links. Wird die Kippsteifigkeit bei eingebauter Werkzeugführung gemessen und dies in der Gesamtkippsteifigkeit des FE-Modells verrechnet, kann das Verhalten ebenfalls exakt simuliert werden, siehe **Bild 48** Mitte.

Parametrierung der Gesamtkippsteifigkeit mit Werkzeugführung



Kippsteifigkeit des Stößelsystems + Steifigkeit der WZF als Biegelinie

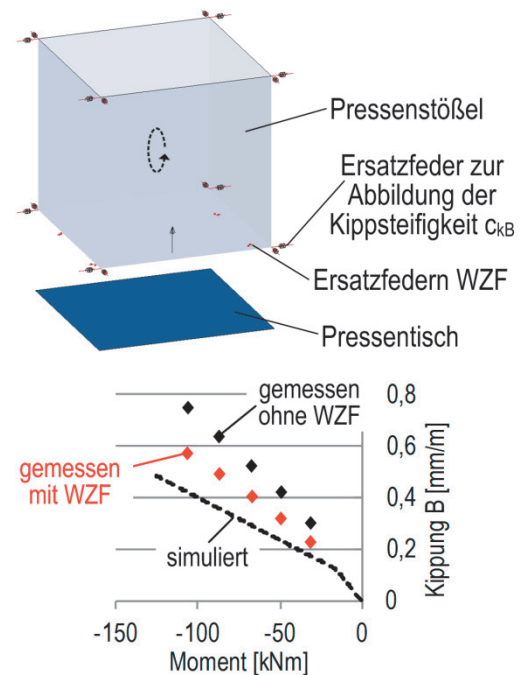


Bild 48 Vergleich Simulation und Messung der Stößelkippung bei außermittiger Belastung mit und ohne Werkzeugführung

Der analytische Modellierungsansatz zeigt hingegen ein zu steifes Verhalten des Gesamtsystems, siehe **Bild 48** rechts. Dies liegt an der relativ weichen Anbindung der Führungssäule am Stößel. Hier muss ein Skalierungsfaktor eingeführt werden. Dieser kann experimentell für unterschiedliche Führungen ermittelt werden.

4.6 Zwischenfazit zur Modellerweiterung der Werkzeuge

Die Werkzeugaktivflächen werden aus der Werkzeugmethode gewonnen nachdem die grundsätzliche Machbarkeit und Prozessauslegung stattgefunden hat. Dies ermöglicht zunächst ein FE-Prozessmodell mit ideal starren Werkzeug- und Maschinenrandbedingungen. Die Grundstruktur des Werkzeuges zur Abbildung der Werkzeugelastizität kann für alle Entwicklungsstufen, sofern keine gravierenden Änderungen durchgeführt wurden, dem freigegebenen CAD-Datensatz der Werkzeugkonstruktion entnommen werden. Hinsichtlich der Modellierungsstrategie für die elastische Werkzeugstruktur wird zunächst zwischen Platten- und Gusswerkzeugen unterschieden. Plattenwerkzeuge erfüllen zwar das Kriterium dass das Verhältnis von Dicke zu Breite kleiner als 1:10. Jedoch müssten die Werkzeugführungen und Pinolen direkt an den Aktivflächen angebunden werden. Dies insbesondere im Bereich der Pinolen zu unkorrektem Modellverhalten (**Bild 49** rechts unten). Des Weiteren können die Werkzeuggraden, Schrägen und Freiformflächen nicht abgebildet werden. Daher werden alle relevanten Werkzeugstrukturbauteile aus Hexaederelementen aufgebaut.

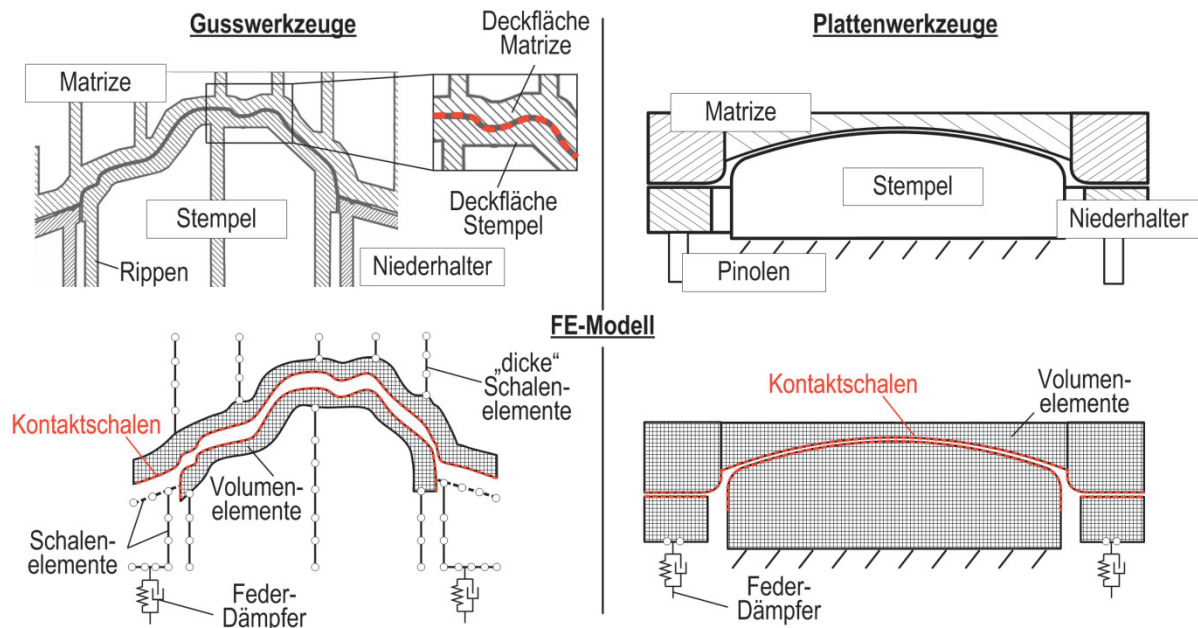


Bild 49 Elastische Modellierung der Werkzeuge unter Einsatz von Schalenelementen und Hybridvernetzung (Kontaktschalen + Volumenelemente)

Die Werkzeugaktivfläche wird durch eine algebraische Zwangsbedingung an die Werkzeugstruktur geknüpft. Gussstrukturen bieten umfangreichere Möglichkeiten systemisch angepasste Elementtypen für eine minimale Berechnungs- und Modellierungszeit auszuwählen. Haben die Werkzeugelemente eine gleichbleibende Dicke und erfüllen das Kriterium von Dicke zu Breite von $< 1:10$ sollten diese als Schalenstrukturen abgebildet werden. Dies gilt für Verrippungen und ebenflächige Deckplatten ohne relevante Radien wie z.B. am Niederhalter. Hier ist auch die Anbindung von Pinolen möglich (**Bild 49** links unten). Die Deckkappen von Stempel und Matrize sollten als Hybridvernetzung ausgeführt und die Werkzeugstruktur aus Hexaederelementen aufgebaut werden. Die Berücksichtigung analytischer Ziehstäbe erfolgt derzeit durch Mitführen einer zusätzlichen starren Werkzeugoberfläche als notwendiges Bezugssystem für die Kontaktformulierung in LS-DYNA. Dies führt zu einer nichtphysikalischen Versteifung der Werkzeugstruktur. Dies muss in zukünftigen Programmversionen angepasst werden. Zur Abbildung der Wechselwirkungen zwischen Platine, den elastischen Ziehstäben und dem elastischen Werkzeug sind derzeit strukturbasierte Ziehstäbe notwendig. Aufgrund ihres geringen Beitrages zur Werkzeugsteifigkeit müssen diese dabei lediglich in der Werkzeugaktivfläche berücksichtigt werden. Der Einfluss der versteifenden Wirkung der Werkzeugführungen auf das Gesamtsystem Presse-Werkzeug-Prozess kann in der Prozesssimulation nachgewiesen werden. Aufgrund der höheren Genauigkeit, der einfacheren Modellierung und der für beide Modellierungsansätze notwendigen Kalibriermessungen ist es sinnvoll, den Einfluss der Werkzeugführung auf das Kippungsverhalten des Stößels durch die Ableitung einer Gesamtkippsteifigkeit aus der Kippungsmessung mit eingebauten Werkzeugführungen im FE-Prozessmodell zu berücksichtigen.

5 Modellerweiterung Maschine

Die elasto-statischen Eigenschaften der Presse beeinflussen die Qualität der Ziehteile maßgeblich. Dazu werden im folgenden Kapitel die Abbildung der Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatten und der Verlagerung des Stößelsystems (Vertikale Verlagerung und Verkipfung) sowie der elastische Verformung und Verlagerung des Ziehkissensystems in der FE-Prozesssimulation diskutiert. Zudem wird auf die Berücksichtigung der tatsächlichen Ziehkissen-Zylinderistkraft eingegangen.

5.1 Messung der Stößel- und Tischdurchbiegung

Die resultierende Durchbiegung ist maßgeblich von der Stößelstruktur, der Anzahl und Anordnung der Hauptantriebe, der Anordnung und Ausführung der Stößelführung sowie von der Belastungsform abhängig. In der Literatur wird in den meisten Fällen zur mittigen Belastung des Pressenstößels ein zylinderförmiger Belastungskörper mit verschiedenen Durchmessern eingesetzt [105]. BOGON [14] leitet die Kraft über mehrere Zylinder in die Stößel- und Tischstruktur ein.

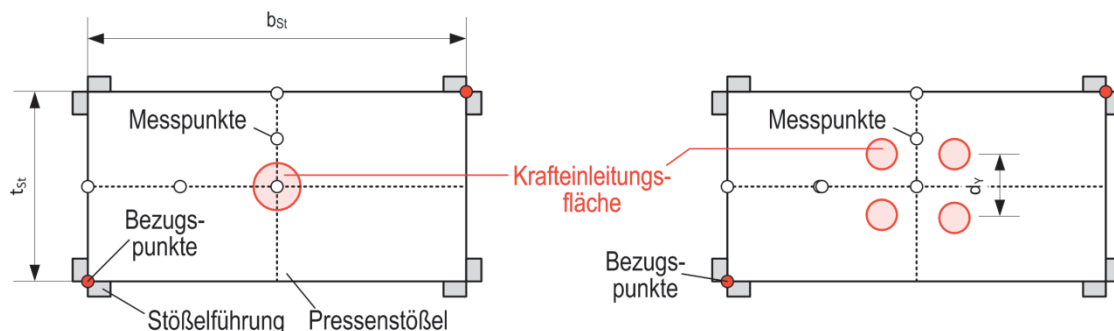


Bild 50 Prinzipieller Messaufbau zur Bestimmung der Stößeldurchbiegung:
links: nach WAGENER UND WEIGERT [105], rechts: nach BOGON [14]

Die Einleitung einer mittigen Last auf einen Pressenstößel mit 1-Punktantrieb zieht aufgrund der mittigen Lage der Verstreibungen eine sehr geringe Durchbiegung mit sich. Zudem ist die Durchbiegung im Randbereich des Stößels vernachlässigbar klein. Stößel mit 2- und 4-Punktantrieben weisen dagegen eine größere Nachgiebigkeit bei einer mittigen Belastung des Stößels auf. Es kommt zu einer Verformung des Stößels auch im Randbereich der längeren Stößelseite, siehe **Bild 51** links.

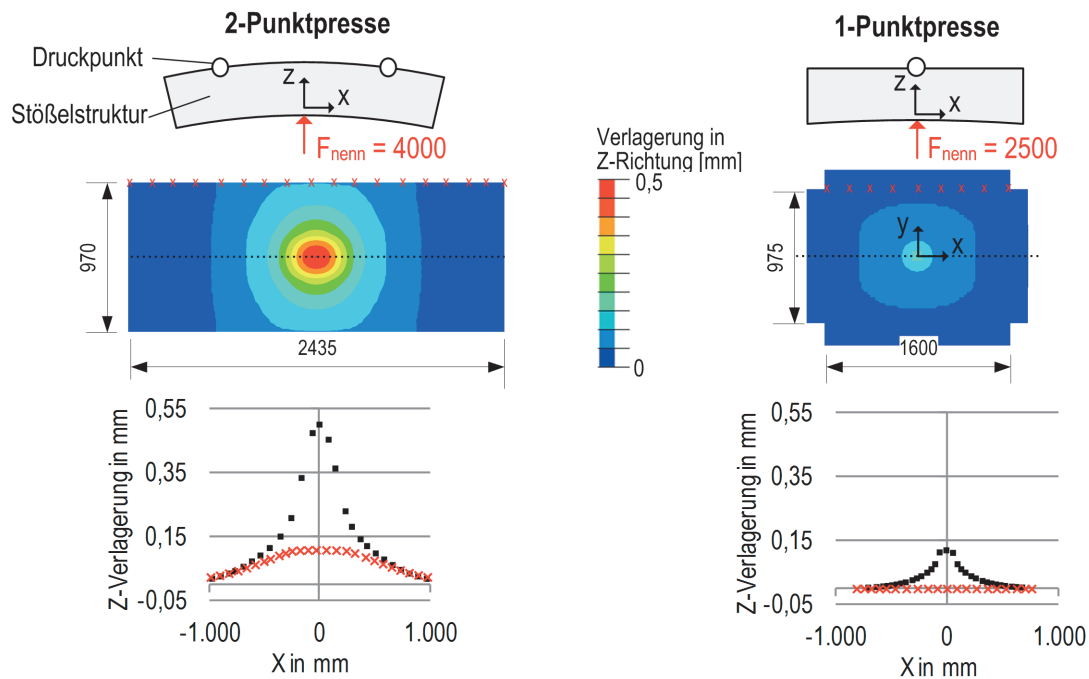


Bild 51 FE-Berechnung der Stößeldurchbiegung unter Pressennennlast bei mittlerer Belastung

Da die Werkzeuglast in der Realität eher flächig in den Stößel eingeleitet wird, erscheint die Belastung des Stößels nach BOGON [14] zur Vermessung und modellseitigen Abbildung der relevanten Durchbiegung als geeigneter.

5.2 Ersatzmodellierung und Parametrierung

Zur Berücksichtigung der Stößeldurchbiegung sind die volldiskreten FE-Modelle aufgrund der großen Anzahl Elemente nicht geeignet. Aufbauend auf dem Ansatz nach BOGON UND ROLL [11] wird hier die Identifikation von Ersatzelastizitätsmoduli und -schalendicken zur Einbindung einer biegeelastischen Aufspannplatte in das Modell des kippelastischen Pressenstößels der erweiterten FE-Prozesssimulationsmodelle angestrebt, siehe **Bild 52**.

Da die Stößelstruktur keine reine Plattendurchbiegung aufweist, sondern durch die Verrippung und die Position der Pressenhauptantriebe signifikant geprägt wird, wird zusätzlich zu den in der Literatur vorgeschlagenen Variablen (E-Modul und Schalendicken) die Anzahl der einzelnen Ringsegmente (S_0, S_1, \dots) mit dem Optimierungsziel eine möglichst geringe Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Durchbiegungen zu erreichen variiert. Die Ersatzmodelle werden nur in den Bereichen der Stößelführung in allen Freiheitsgraden gebunden. Damit wird die Durchbiegung des Stößels auch in den Randbereichen ermöglicht. Dies spielt besonders, wie oben gezeigt, bei Stößeln 2 oder 4 Druckpunkten eine Rolle.

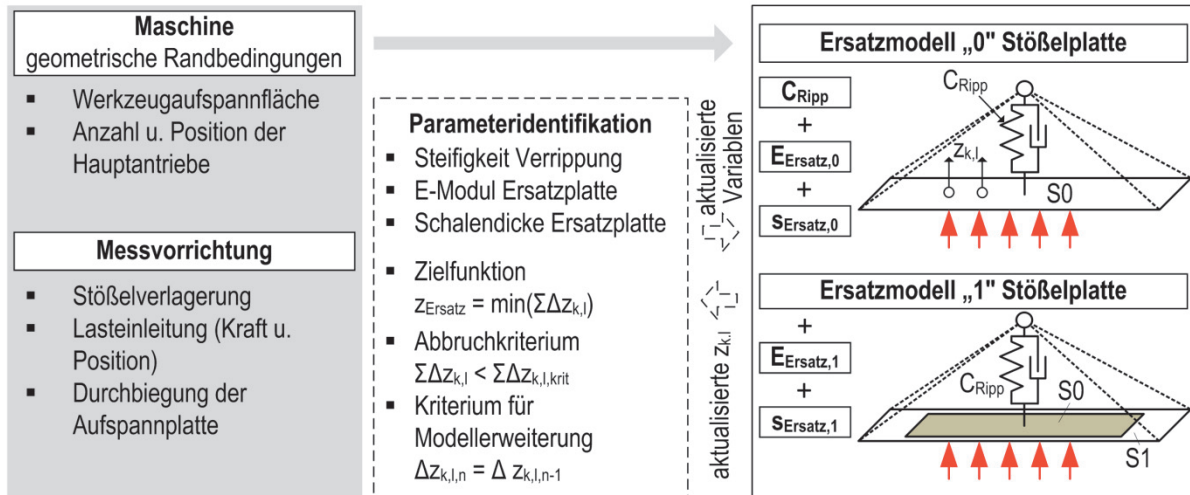


Bild 52 Ermittlung eines Ersatz-E-Moduls für die Abbildung der Stößeldurchbiegung in der FE-Prozesssimulation anhand eines Schalenmodells der Stößelplatte

Aufgrund des aufgezeigten Durchbiegungsverhaltens des Stößels wird das Ersatzmodell in Abhängigkeit von der Position und Anzahl der Hauptantriebe angepasst und mit einer zusätzlichen Feder an der Position der Druckpunkte ergänzt, siehe **Bild 53**. Dies geschieht skriptbasiert und bedarf lediglich der Eingabe der Anzahl und Position der Druckpunkte.

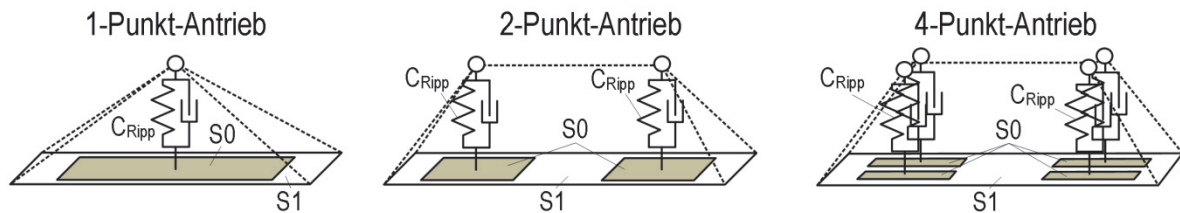


Bild 53 Ersatzstrukturen zur Abbildung der Stößeldurchbiegung in der FE-Prozesssimulation

Die Messung der Stößeldurchbiegung erfolgt im Ersatzmodell und in der Messvorrichtung an der gleichen Stelle. Die Abweichungen zwischen den einzelnen Messpunkten werden als zu minimierende Zielgrößen für die Optimierungsrechnung zur Auslegung der Ersatzstrukturen definiert. Dabei ergibt sich die Zielfunktion aus:

$$\Delta z_{Ersatz} = \sqrt{\frac{1}{n_{MP}} \sum_{i=1}^{n_{MP}} \left(\left| \overrightarrow{z_i^{exp}} \right| - \left| \overrightarrow{z_i^{sim}} \right| \right)^2} \quad 8$$

Mit dem Ziel möglichst wenig Systemvariablen ermitteln zu müssen, wird das Minimum der Zielfunktion zunächst für das Ersatzmodell mit einem Segment und der Variable Ersatzelastizitätsmodul ermittelt. Wird das Abbruchkriterium nicht erreicht und die Zielfunktion ändert sich nicht mehr, erfolgt die Erweiterung des Ersatzmodells um eine variable Schalendicken. Wird auch damit das Abbruchkriterium nicht erreicht, folgt die Erweiterung des Ersatzmodells um weitere Ringsegmente mit den zugehörigen Variablen Ersatzelastizitätsmodul und Schalendi-

cke. Sofern das Ersatzmodell mit der größeren Anzahl Segment in der Lage ist das Ersatzmodell mit weniger Segmenten exakt nachzubilden, kann mit steigender Segmentanzahl theoretisch eine bessere Übereinstimmung zwischen Referenzmessung und Ersatzmodell erreicht werden. Mit der Anzahl der Segmente steigen die Anzahl der zu ermittelnden Variablen und damit die Anzahl notwendiger FE-Simulationen. Als Genauigkeitskriterium wird hier zunächst eine durchschnittliche Abweichung aller Messpunkt von 1 % der maximalen Durchbiegung der Stößelplatte für den jeweiligen Messaufbau angenommen.

Dabei wurden verschiedene Suchstrategien verfolgt. Zur Einordnung des Optimierungsproblems wurde ein vollfaktorieller Versuchsplan mit einem Raster von 10 Punkten je Variable berechnet, siehe **Bild 54**.

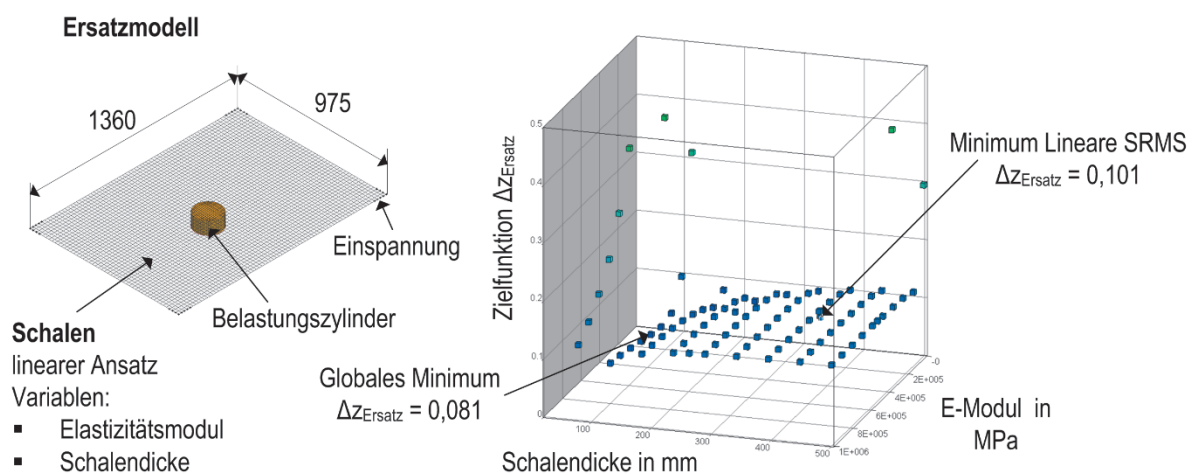


Bild 54 Systemantworten für einen vollfaktoriellen Versuchsplan zur Bestimmung eines Ersatzelastizitätsmoduls und einer Ersatzschalendicke -

Zur Ermittlung des globalen Minimums der Zielfunktion wurde die sequentielle Response Surface Methode (SRMS) von LS-OPT genutzt. Dabei wurde auf ein Metamodell mit linearem Ansatz zurückgegriffen. Die Auswahl der Variablenwerte für die einzelnen Iterationen erfolgt d-optimal. Da die Antwortfläche an den Rändern leicht abfällt, neigen lineare oder quadratische Metamodelle zur Identifikation der Randbereiche als Minima.

Als Demonstrationsbeispiel dient der Pressenstößel der 2-Punkt Exzenterpresse aus **Bild 51** links. Die maximale Durchbiegung an der Position der Krafteinleitung beträgt fast 0,5 mm. Durch den 2-Punktantrieb und das große Verhältnis von Stößelbreite/Stößeltiefe von 2,5 bildet sich bei mittiger Belastung eine maximale Durchbiegung des Stößelrandes von fast 0,1 mm heraus. An Messpunkt MPx5 kann im FE-Modell sogar eine negative Verlagerung gemessen werden. Eine feste Einspannung des kompletten Randes der Aufspannplatten des Ersatzmodells würde dieses Verhalten nicht abbilden können. Die Erfassung der virtuellen Messwerte erfolgt an 10 Positionen, siehe **Bild 55**.

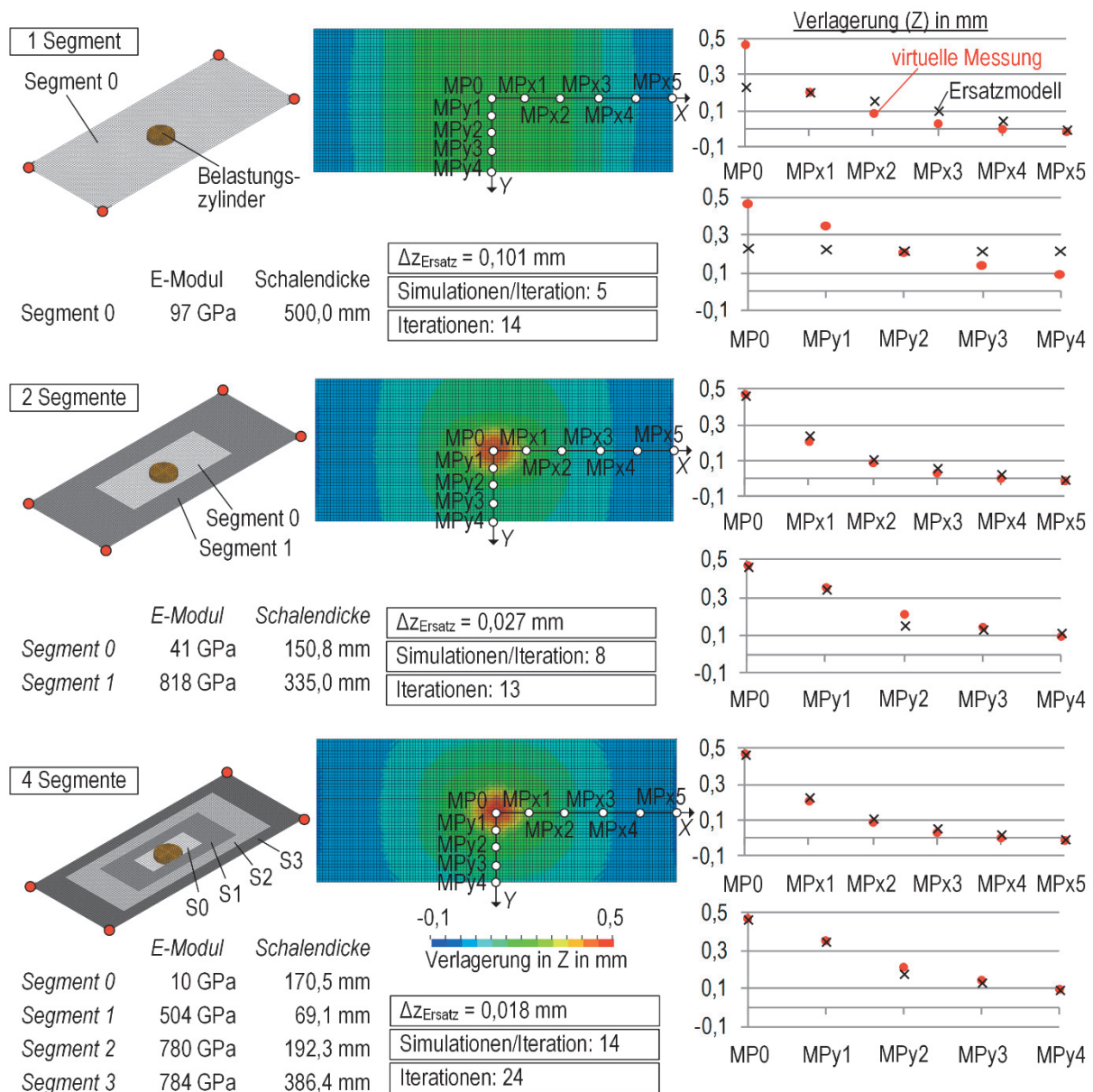


Bild 55 Ersatzmodelle der Werkzeugaufspannplatte des Stößels einer Exzenterpresse mit zwei Druckpunkten

5.3 Überlagerung von Stößelkippung und -durchbiegung

Die Verlagerung der oberen Werkzeughälfte ist auf die Verlagerung und Kippung des Stößels bei exzentrisch eingeleiteter Prozesskraft zurück zu führen. Die Kippsteifigkeit des Stößels wurde mittels nichtlinearer, diskreter Elemente in die FE-Prozesssimulation nach HARDTMANN [48] integriert. Die Ersatzfedern werden realitätsnah an den Stößelführungsschuhen angebunden. Dies erlaubt eine elastische Modellierung des Werkzeugaufspannplatte. Aus den gemessenen Kippungskennlinien können über ein Momentengleichgewicht die horizontal in X- und Y-Richtung wirkenden Ersatzfedern parametrisiert werden:

$$c_x = \frac{C_{kB}}{2 \cdot z_{St}^2}$$

$$c_y = \frac{C_{kA}}{2 \cdot z_{St}^2} \quad 10$$

Wird die Durchbiegung des Stößels und/oder des Tisches in der FE-Prozesssimulation berücksichtigt, ist es notwendig die Stößeldurchbiegung zur Berechnung der vertikalen Steifigkeit aus der gemessenen vertikalen Auffederung herauszulösen. Dazu muss die Messung der vertikalen Auffederung der Presse in Z-Richtung an Referenzpunkten der Stößelaußenkanten erfolgen.

Die vertikale Auffederung von weggebundenen Pressen kann durch nicht-lineare Federelemente anstelle der Antriebe in die FE-Prozesssimulation übernommen werden.

$$c_{z,ersatz} = c_{z,ges} \quad 11$$

Damit repräsentieren die Ersatzfedern im erweiterten FE-Prozessmodell alle im Kraftfluss liegenden Elastizitäten mit Ausnahme der Stößel- und Tischelastizität. Pressen mit Kraft- oder Wegregelung erfordern eine komplexere Modellierung. Hier ergibt sich die vertikale Steifigkeit (d.h. die Auffederung zwischen den Eckpunkten der Stößelplatte und den Eckpunkten der Tischplatte) aus dem Regelverhalten der Presse. Dies ist unter anderem von der Art und vom Ort der Wegmessung abhängig und war nicht Gegenstand der durchgeführten Untersuchungen.

Zur Integration der Stößelnachgiebigkeit in das bestehende erweiterte FE-Prozessmodell erfolgt die Anbindung des kalibrierten Ersatzmodells der Werkzeugaufspannplatte mit einer algebraischen Zwangsbedingung⁹ an die ausschließlich kippelastische Struktur des Stößels. Mithilfe einer freikonfigurierbaren Box¹⁰ wird der Bereich der zu bindenden Knoten automatisch an das Ersatzmodell der Aufspannplatte angepasst und somit werden ausschließlich die Knoten im Stößelführungsbereich an die Stößelstruktur geknüpft (**Bild 56**).

⁹In LS-DYNA: Karte *CONSTRAINED_EXTRA_NODE_SET)

¹⁰ In LS-DYNA: DEFINE_BOX_LOCAL in Kombination mit SET_NODE_ADD

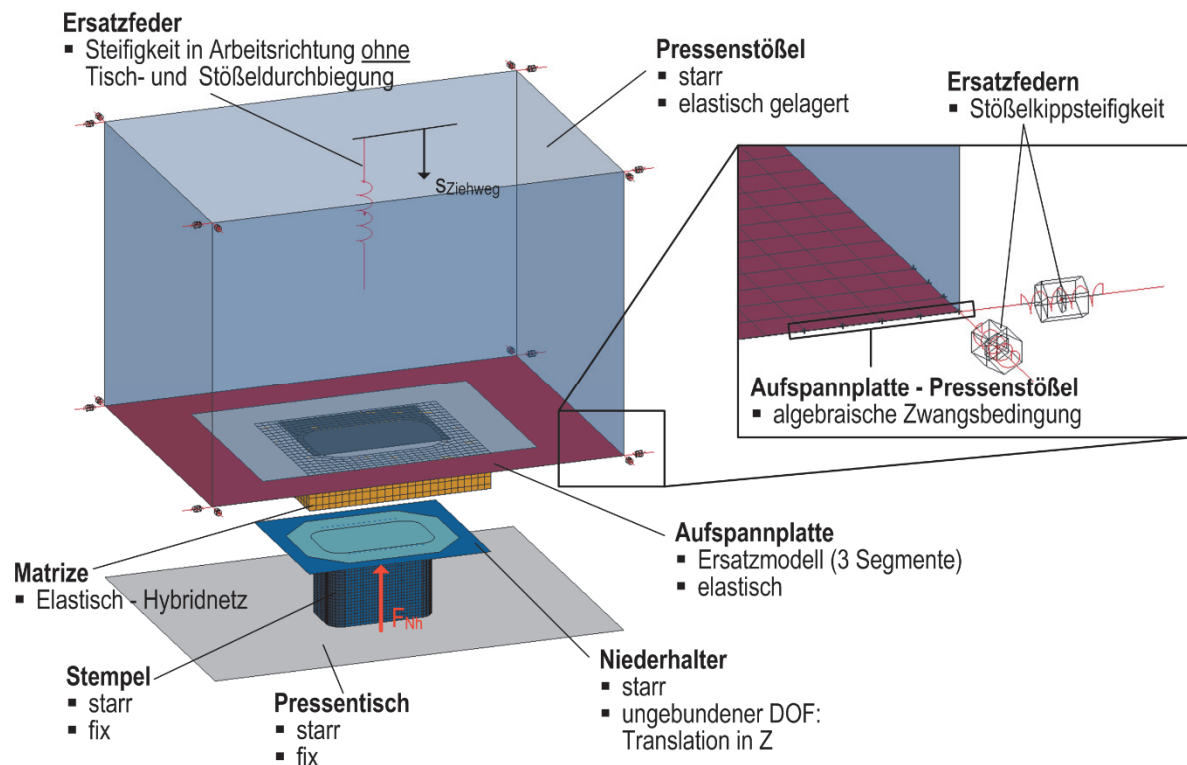


Bild 56 Modellstruktur zur Abbildung der Stößelkippung und der Durchbiegung der Aufspannplatte für das Oberwerkzeug

Bei außermittiger Prozesslast überlagern sich Stößelkippung und -durchbiegung. Beispielhaft wurde hier das Durchbiegungsverhalten und dessen Auswirkung auf das umgeformte Bauteil der Tiefziehstufe einer Transferpresse mit 2-Druckpunkten berechnet. Typisch für Transferpressen ist die außermittige Einbauposition des Ziehwerkzeuges als erste Operationsstufe auf dem Pressentisch (**Bild 57**). Das erste Modell zeigt die Durchbiegung der Matrize unter Prozesslast bei einem kippsteifen Stößelmodell mit elastischer Werkzeugaufspannplatte. Die asymmetrische Durchbiegung vergrößert sich Richtung Pressenmitte. Das Modell mit ideal steifer Werkzeugaufspannplatte und kippelastischem Stößel weist eine Verkippung der Matrize um die Y-Achse der Presse auf. Diese Verlagerung wird Richtung Pressenmitte kleiner. Die maximale Ausdünnung am Bauteil vergrößert sich um 3,5 %. Das Ergebnis des kombinierten Modells aus elastischer Werkzeugaufspannplatte und kippelastischer Stößelstruktur demonstriert die Überlagerung beider Effekte. Die Matrize kippt um die Y-Achse und biegt sich asymmetrisch entsprechende der Verformung der Aufspannplatte. Trotz des relativ geringen Anteils der Stößeldurchbiegung an der Gesamtverlagerung der Matrizenwirkfläche in globaler Z-Richtung kann deren Einfluss auf das Ziehteil in dem gewählten Beispiel nachgewiesen werden.

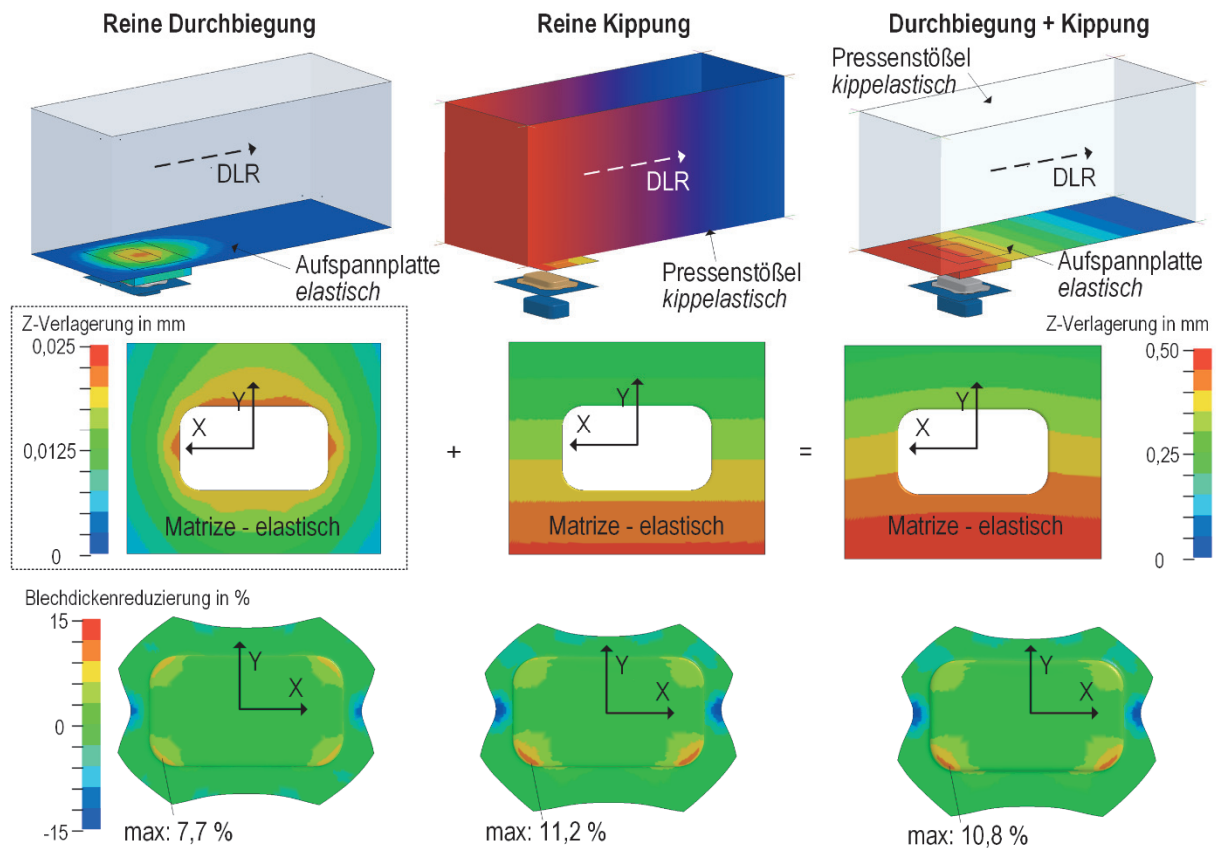


Bild 57 Anteile der Stößeldurchbiegung und -kippung an der Verlagerung der Matrize bei außermittiger Prozesslast, Links: Berücksichtigung der Stößeldurchbiegung, Mitte: Berücksichtigung der Stößelkippung, Rechts: Berücksichtigung von Stößeldurchbiegung und -kippung

5.4 Berücksichtigung der Tischdurchbiegung

Die Tischdurchbiegung hat maßgeblichen Einfluss auf das Tuschiebild zwischen Stempel und Matrize. Modellseitig ergibt sich eine ähnliche Fragestellung wie bei der Stößeldurchbiegung. Da bei der Tischplatte keine Druckpunkte als zusätzliche Randbedingungen berücksichtigt werden, kann bei der Aufspannplatte des Pressentisches von einer allseitig festeingepannten Platte als genügend genaues Ersatzmodell ausgegangen werden. Das Ersatzmodell besteht dabei analog zum Ersatzmodell für die Werkzeugaufspannplatte am Stößel aus auf Ringsegmente aufgeteilten Schalenelementen. Als Variablen dienen ebenfalls Elastizitätsmodul und Schalendicke, welche invers auf Basis von gemessenen Verlagerungen am Pressentisch unter Last ermittelt werden.

5.5 Modellstrukturen zur Berücksichtigung der ZK-Mechanik

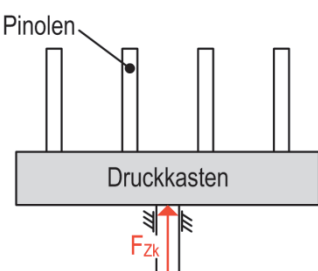
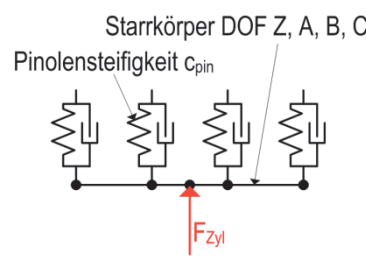
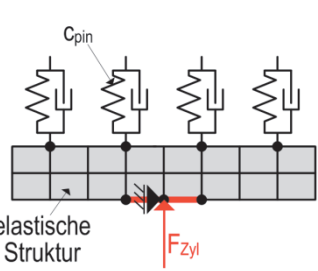
Die Berücksichtigung des Ziehkissenverhaltens in der FE-Prozesssimulation steckt im Stand der Technik in der Anfangsphase. Dabei ist wenig über die notwendigen Modellstrukturen zur Abbildung der Wechselwirkungen des Ziehkissens mit den anderen Maschinenkomponenten

und der Werkzeugstruktur bekannt. Im folgenden Kapitel wird auf die Modellierung der Ziehkissenmechanik und auf die Berücksichtigung der Ziehkissenhydraulik und -steuerung im FE-Prozessmodell eingegangen.

Wie im Stand der Technik erläutert, werden Ziehkissen je nach Anforderung, Maschinengröße und Baujahr konstruktiv sehr unterschiedlich ausgeführt. Im Folgenden werden relevante Ziehkissenstrukturen und die entsprechenden Modellstrukturen zur Abbildung des Ziehkisseneinflusses in der FE-Prozesssimulation erläutert. Dabei wurde stets Allgemeingültigkeit und ein minimale Modellierungs- und Parametrierungsaufwand angestrebt. Die Modellvarianten für indirekt angetriebene Ziehkissen werden in Modelle mit kippelastischem Ansatz und vollelastischen Ansatz unterschieden.

1-Punktziehkissen werden typischerweise mit geführtem Druckkasten ausgestattet. Selten (z.B. Wanzke HPV160), ist der Druckkasten fest am Ziehkissenzylinder verschraubt und lediglich gegen Verdrehen gesichert. Aufgrund der daraus resultierenden geringen Kippsteifigkeit dieses Systems ist eine außermittige Belastung des Ziehkissens nicht zulässig. Die Kippsteifigkeit des Ziehkissens kann daher experimentell nicht ermittelt werden. Im kippelastischen Modell wird auf eine Modellierung der Kippsteifigkeit verzichtet, der starre Druckkasten besitzt einen translatorischen Freiheitsgrad in Z-Richtung und alle rotatorischen Freiheitsgrade. Die Anbindung des Antriebszylinders in der vollelastischen Variante erfolgt gelenkig an mehreren Knoten (entsprechend der Antriebsflanschfläche) über eine algebraische Zwangsbedingung¹¹. Damit ist das Pinolendruckbild von der Druckverformung und der Fertigungstoleranz der Pinolen und der Durchbiegung des Druckkastens abhängig, siehe **Tabelle 15**.

Tabelle 15 Modellstrukturen für 1-Punktziehkissen ohne Führung mit indirekter Krafteinleitung

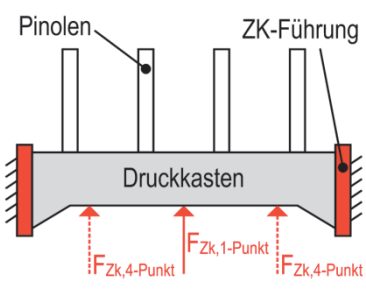
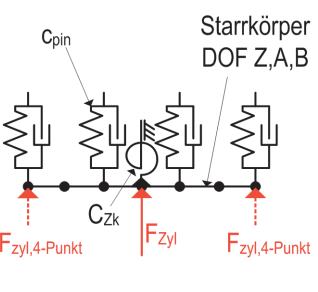
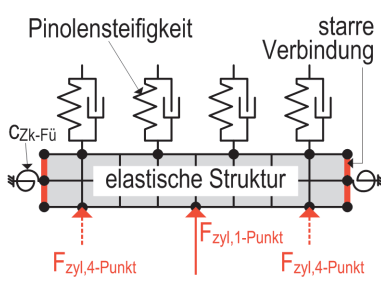
1-Punkt-Ziehkissen ohne zusätzliche Führung	Druckkasten	
	kippelastische Abbildung	vollelastische Abbildung
		
Modellparameter	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse, 	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse el. Struktur Druckkasten

¹¹ In LS-DYNA: CONSTRAINED_EXTRA_NODE_SET

Ziehkissen mit Führungen erlauben eine außermittige Belastung. Der Druckkasten setzt den angreifenden Zylindern aufgrund der Steifigkeit der Ziehkissenführungen ein Moment entgegen. Die Berücksichtigung der Gesamtkippsteifigkeit der Ziehkissenstruktur in der FE-Prozesssimulation ist aufgrund der geringen Werte (zwischen 10 % und 20 % der Kippsteifigkeit der Presse) naheliegend. Die kippelastische Modellstruktur, bestehend aus starrem Druckkastenmodell und rotatorischen Ersatzfeder, bietet die Möglichkeit, Ziehkissen mit einem geringen Modellierungs- und Parametrierungsaufwand in der FE-Prozesssimulation abzubilden. Bei der Modellierung wird vereinfachend angenommen, dass der Druckkasten um den Zylinderangriffspunkt (1-Punktziehkissen) oder um den Mittelpunkt zwischen den Ziehkissenzylindern (4-Punktziehkissen) kippt. Die gezielte Einleitung spezifischer Zylinderkräfte ermöglicht damit eine eingeschränkte lokale Beeinflussung des Normaldruckes zwischen Niederhalter und Platine. Im FE-Prozessmodell erfordert dies zudem das Antragen der Zylinderkräfte an den entsprechenden realen Positionen in den kippelastischen Druckkasten, siehe **Tabelle 16**.

Das Pinolendruckbild ist zudem von der Durchbiegung des Druckkastens abhängig. Im Folgenden wird die vollelastische Abbildung der Ziehkissenstruktur durch physikalisch basierte und teilweise physikalisch basierte Modelstrukturen untersucht. Alle elastischen Strukturen erfordern die Anbindung des Druckkastens an die Ziehkissenführung. Die Ziehkissenführung wird als Ersatzmodell durch rotatorisch wirkende Federelemente modelliert.

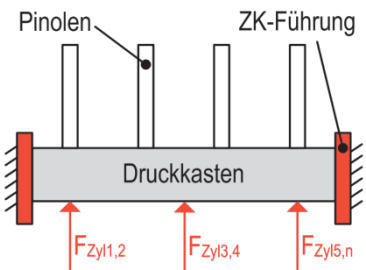
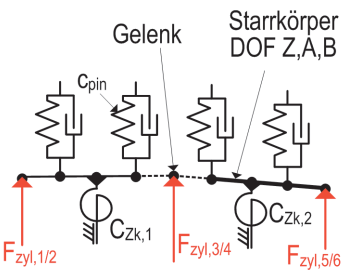
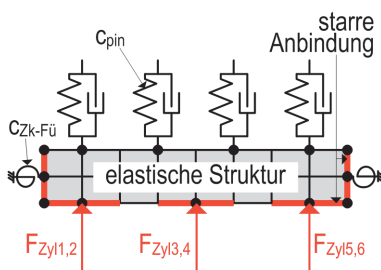
Tabelle 16 Modellstrukturen für 1-,2-,4-Punktziehkissen mit Führung mit indirekter Krafteinleitung

1-, 2-, oder 4-Punkt-Ziehkissen mit Führungen	Druckkasten	
	kippelastische Abbildung	vollelastische Abbildung
		
Modellparameter	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse ZK-Kippsteifigkeit $c_{kA,Zk}$ Zylinderpositionen 	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse ZK-Führungssteifigk. $c_{Zk-Fü}$ Zylinderpositionen el. Struktur Druckkasten

Verfügt das Ziehkissen über mehr als 4 Zylinder gelingt die kippelastische Modellierung des Ziehkissens durch Unterteilung der Druckkastenstruktur in einzelne Segmente. An den einzel-

nen starren Segmenten sind jeweils 4 Zylinder angebunden. Den Segmenten wird eine individuelle Kippsteifigkeit zugeordnet. Die Kopplung der Segmente untereinander erfolgt über Gelenke an den Krafteinleitungspunkten, siehe **Tabelle 17**. Die vollelastische Abbildung erfolgt analog der Modellstruktur für 1-, 2- und 4-Punktziehkissen.

Tabelle 17 Modellstrukturen für geführte Ziehkissen mit indirekter Krafteinleitung und >4 Druckpunkten

Vielpunkt (mehr als 4-Punkt) -Ziehkissen mit Führungen	Druckkasten	
	kippelastische Abbildung	vollelastische Abbildung
		
Modellparameter	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse Kippsteifigkeit der Einzelsegmente $C_{Zk,n}$ Zylinderpositionen 	<ul style="list-style-type: none"> Pinolengeometrie: D_{Pin}, l_{Pin}, Pinolenraster der Presse ZK-Führungssteifigk. $C_{Zk-Fü}$ Zylinderpositionen el. Struktur Druckkasten

Ziehkissen mit direkter Krafteinleitung in die Niederhalterstruktur sind bisher sehr selten und meist als Versuchsanlage in Forschungsinstituten im Einsatz. Aufgrund der direkten Krafteinleitung und der Kraftregelung der einzelnen Zylinder ist hier eine Berücksichtigung der elastischen Nachgiebigkeit der mechanischen Struktur des Ziehkissens nicht notwendig.

5.6 Kippelastischer Modellierungsansatz

Im Folgenden werden die Modellierung der Ziehkissenstrukturen als kippelastische Modelle und deren Parametrierung detailliert erläutert. Zur Generierung virtueller Messwerte und zur Bewertung der Qualität der Ersatzmodelle wurde ein volldiskretes Hexaedermodell des Ziehkissens der Versuchspresse B erstellt. Dies ermöglicht zudem die schnelle Bewertung unterschiedlicher Messkonzepte.

5.6.1 1-Punktziehkissen mit Führung

Im vorgeschlagenen kippelastischen Ersatzmodell werden 1-Punkt- und 4-Punktziehkissen durch rotatorisch wirkende Federelemente abgebildet. Die Federelemente werden im Drehpunkt des starren Druckkastenmodells angebunden und repräsentieren die Kippsteifigkeit des

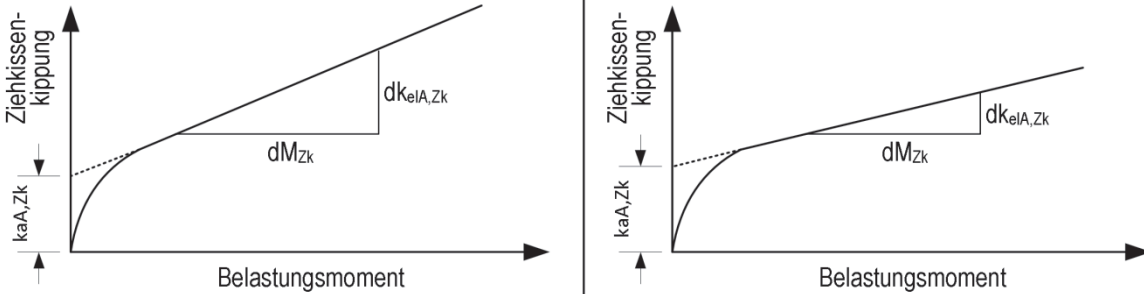
Ziehkissens. Die unteren Knoten der Pinolenersatzfedern werden an den Druckkastenstarrkörper angeknüpft¹².

Die Kippsteifigkeit kann direkt durch die Messung der Verkipfung des Ziehkissens bei außermittiger Lasteinleitung ohne Ausbauen des Pressentisches [48] oder mit Demontage des Pressentisches [75] bestimmt werden. Dazu ist die Messung der Zylinderkräfte, der außermittigen Last und der Verlagerung des Druckkastens an mindestens 3 Ecken notwendig. Gerade eine Demontage der Presse zur Messwertbestimmung ist in der Praxis nicht umsetzbar. Die direkte Messung der Wege im ZK-Zylinder ist aufgrund der großen Messlänge und der geringen Wegunterschiede zwischen den Zylindern zu ungenau. Die Messwerkzeuge zur Charakterisierung des Ziehkissens stellen einen Zusammenhang zwischen Zylinderkraft und den Kräften einzelner Pinolen oder Gruppen von Pinolen her. Dadurch sind ausschließlich Kräfte aus dem Ziehkissensystem als Messwerte verfügbar. Unter der Annahme, dass das Ziehissen um den Mittelpunkt kippt, kann die Kippsteifigkeit des Ziehkissens $c_{kA,Zk}$ sowohl analytisch (siehe **Tabelle 18**) als auch invers bestimmt werden (**Bild 59**). Die analytische Berechnung setzt eine weitere Annahme hinsichtlich der Kippsteifigkeit des Stößelsystems voraus. **Tabelle 18** zeigt, dass die Annahme eines kippsteifen Stößels zu einer größeren, dem Ziehkissen zugeschriebenen, Verkipfung führt. Daraus resultiert eine zu niedrige Kippsteifigkeit des Ziehkissens. Bei Pressen mit Stößelparallelhaltung ist die Annahme eines kippsteifen Stößels zulässig.

Tabelle 18 Analytische Ermittlung der Ziehkissenkippsteifigkeit um X-Achse für 1-Punkt-Ziehkissen

Annahme: kippsteifer Stößel		Annahme: kippweicher Stößel	
$M_{kA,Zk} = M_{Pin,res}$		12	
$c_{Pin,i,j} = \frac{E_{Pin} \cdot A_{Pin}}{l_{Pin}}$		13	
$c_{Pin,i,j} = \frac{F_{Pin,i,j}}{dz_{Pin,i,j}}$		14	
$dz_{Pin,i,j} = \frac{F_{Pin,i,j} \cdot l_{Pin}}{E_{Pin} \cdot A_{Pin}}$		15	

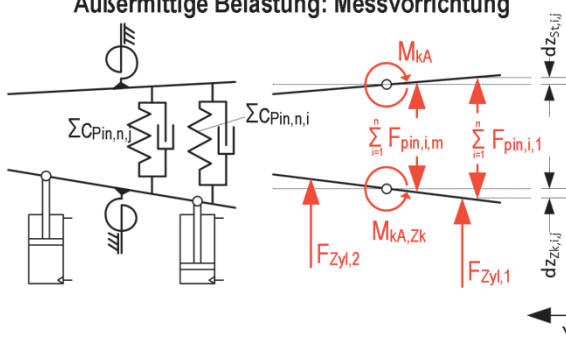
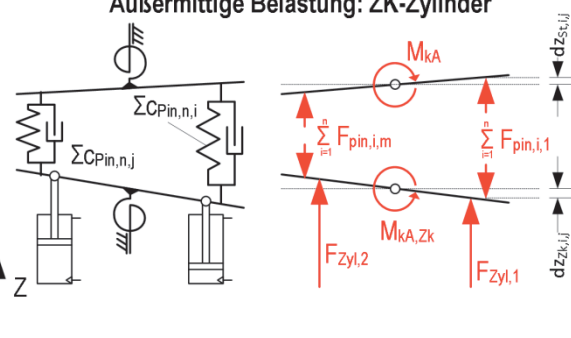
¹² im LS-DYNA Solver durch die Karte *CONSTRAINED_EXTRA_NODE_SET

$dz_{ZK,i,j} = dz_{Pin,i,j}$	16	$dz_{ZK,i,j} = dz_{Pin,i,j} - dz_{St,i,j}$	17
		$dz_{St,i,j} = k_{gesA} \cdot y_{Pin,i,j}$	18
		$k_{gesA} = k_{aA} + k_{el,A}$	19
		$k_{el,A} = \frac{M_{kA}}{c_{kA}}$	20
$k_{gesA,Zk} = \frac{dz_{Zk,i,1} - dz_{Zk,i,m}}{y_{Pin,1-m}}$			21
			
$c_{kA,Zk} = \frac{M_{Zk,res}}{dk_{elA,Zk}}$			22

5.6.2 2- und 4-Punktziehkissen

2- und 4-Punktziehkissen bieten neben der außermittigen Belastung des Systems durch die Messvorrichtung die Möglichkeit, eine unsymmetrische, definierte Last über die Ziehkissenzyylinder einzuleiten, siehe **Tabelle 19**.

Tabelle 19 Analytische Ermittlung der Ziehkissenkippteifigkeit um X-Achse für 2- oder 4-Punkt-Ziehkissen

<p>Außermittige Belastung: Messvorrichtung</p> 	<p>Außermittige Belastung: ZK-Zylinder</p> 	
$M_{kA,Zk} = M_{Zk,res} + M_{Pin,res}$		23

Damit lässt sich der funktionale Umfang der Messvorrichtung reduzieren. Die analytische Berechnung der Kippteifigkeit erfolgt analog zum 1-Punktziehkissen mit der Ausnahme, dass

hier das resultierende Moment aus den ZK-Zylindern in das Momentengleichgewicht einbezogen werden muss.

5.6.3 Ziehkissen mit mehr als 4 Druckpunkten

Das kippelastische Verhalten von Ziehkissen mit mehr als 4 Druckpunkten lässt sich näherungsweise durch die Aufteilung des Druckkastens in jeweils 4 Zylinder umfassende Einzelsegmente realisieren. Die Segmente werden durch Gelenke¹³ miteinander verbunden, siehe **Bild 58** rechts.

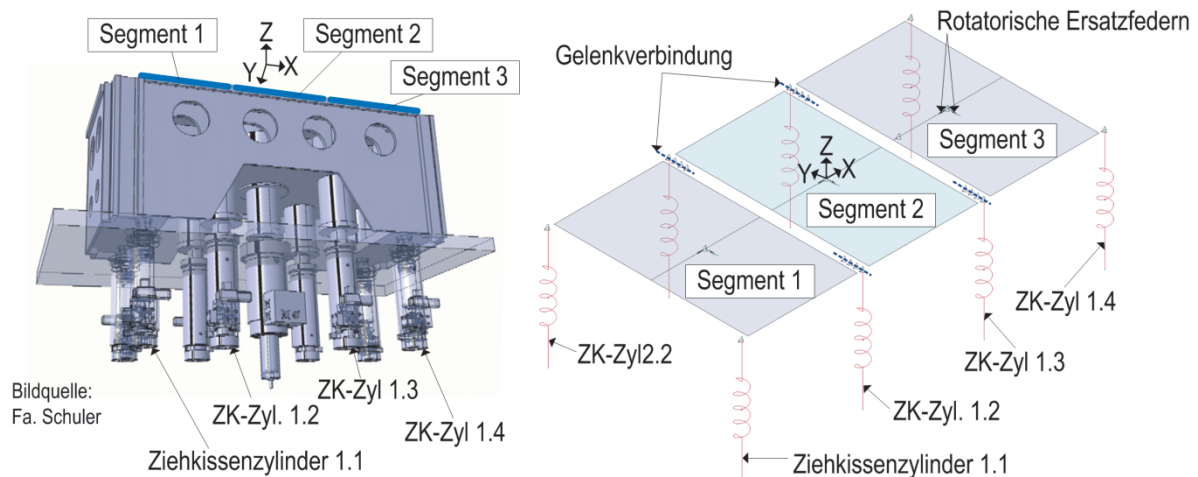


Bild 58 Abbildung eines 8-Punktziehkissens mithilfe von kippelastischen Segmenten

Die Ermittlung der Ersatzsteifigkeiten erfolgt invers durch den Abgleich der Pinolenkräfte aus Simulation und Messung (**Bild 59**). Zur inversen Kalibrierung des Ersatzmodells sind zunächst die geometrischen Randbedingungen des Ziehkissens als Eingangsgrößen notwendig. Dazu gehören das Pinolenraster und die Position bzw. die Anzahl der Ziehkeissenzylinder. Zudem müssen die Ziehkeissenzylinderkräfte bzw. -drücke bekannt sein. Zur Vermessung werden die Zylinder genutzt um außermittige Kräfte in das Ziehkissen einzuleiten. Die Messvorrichtung liefert im Idealfall die daraus resultierenden Einzelkräfte für alle Pinolen. In der Praxis werden eher die resultierenden Kräfte mehrerer Pinolen erfasst. Zudem erfordert das Optimierungsproblem die Vorgabe von Anfangswerten für die Variablen der Ersatzsteifigkeiten. Diese können mit 10 % der Maschinenkippteifigkeit angesetzt werden.

¹³ In LS-DYNA: *CONSTRAINED_JOINT_CYLINDRICAL

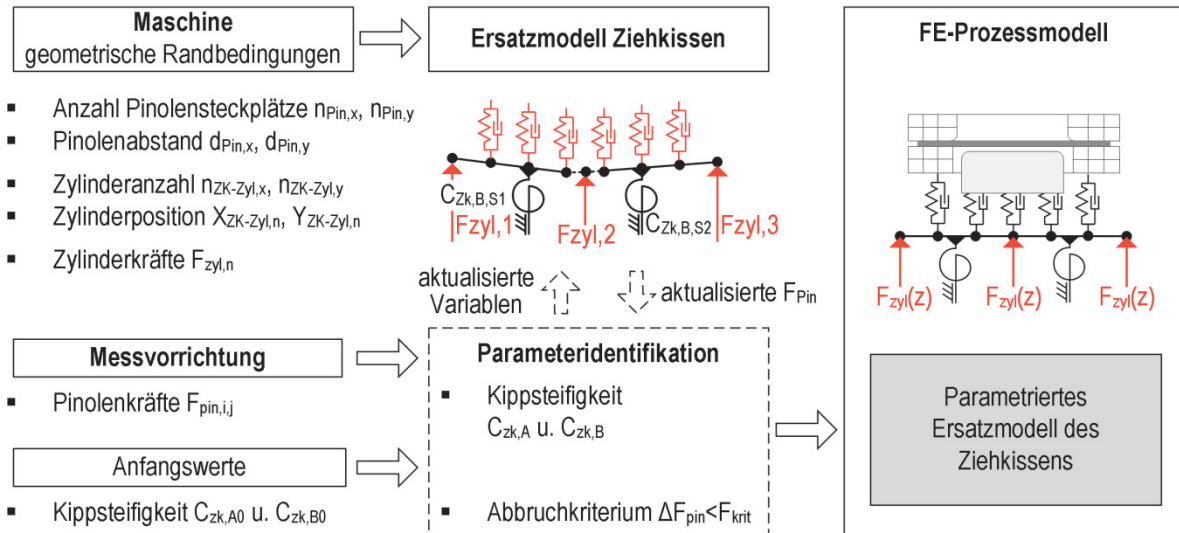


Bild 59 Parameterermittlung für das kippelastische Modell eines 6-Punktziehkissens

Als zu minimierende Zielfunktion wird die quadratische Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Pinolenkräften wie folgt definiert:

$$\Delta F_{Pin} = \sqrt{\frac{1}{n_{Pin}} \sum_{i=1; j=1}^{n_{Pin}} \left(\left| \overrightarrow{F_{Pin,l,j}^{gem}} \right| - \left| \overrightarrow{F_{Pin,l,j}^{ers}} \right| \right)^2} \quad 24$$

5.7 Elastische Abbildung des Druckkastens

Der Druckkasten überträgt die Kraft von den Ziehkissenzyklindern auf die Pinolen. Damit hat dessen Elastizität einen maßgeblichen Einfluss auf das sich ergebende Pinolentragbild. Zur elastischen Modellierung können sowohl strukturbasierte als auch teilweise physikalisch basiert Ansätze verfolgt werden.

5.7.1 Strukturmodell des Druckkastens

Strukturmodellen obliegt die Notwendigkeit die CAD-Struktur des Druckkastens zu kennen und vernetzen zu müssen. Dies muss einmalig durchgeführt werden. Im Anschluss steht das Modell uneingeschränkt für alle Belastungsfälle zur Verfügung. Zur Vernetzung der Struktur bieten FE-Solver eine Vielzahl an Elementen an. Die Modellierung mit Hexaederelementen liefert die genauesten Ergebnisse und dient hier als Referenzmodell. Die Güte der Ergebnisse mit diesen Elementen ist am besten, wenn die Elementkantenlängen annähernd gleich lang sind. Nach MÜLLER UND GROTH [71] sind Seitenverhältnisse bis zu 1/10 zur Berechnung mechanischer Probleme akzeptabel. Diese Modellierungsweise erfordert aber einen hohen Zeitaufwand bei der manuellen Netzerstellung, bringt gerade bei dünnwandigen Bauteilen eine sehr große Anzahl Elemente mit sich und erfordert damit eine lange Berechnungszeit.

Tetraederelemente werden durch Reduktion der Ansatzfunktion gebildet und sind aufgrund dieser Reduktion nur eingeschränkt genau [71]. Tetraederelemente bieten jedoch den Vorteil einer zuverlässigen automatischen Vernetzung durch die meisten Präprozessoren (hier: Altair Hypermesh), erreichen aber als Elemente mit linearem Ansatz nur unzureichende Ergebnisingenauigkeiten bei einer gleichzeitig großen Anzahl an notwendigen Elementen und damit hohen Berechnungszeiten. Wird ein höherer Ansatz gewählt erhöht sich die Berechnungsdauer noch einmal erheblich.

Da der Ziehkissendruckkasten meist als Schweißkonstruktion aus „dünnwandigen“ Platten ausgeführt ist, bietet sich die Modellierung mit Schalenelementen an. Dabei ist das Kriterium „dünnwandig“ hinsichtlich der Zulässigkeit oder Unzulässigkeit nicht scharf definiert. Die Dicke sollte im Verhältnis zu Breite und Länge wesentlich geringer sein [71]. Der Modellierungsaufwand für den Druckkasten ist besonders durch viele Ecken und T-Stöße als mittel bis hoch einzuschätzen. Die Berechnungszeit kann allerdings signifikant reduziert werden.

In den weiteren strukturbasierten Modellen mit elastischem Ziehkissendruckkasten wird aufgrund des angemessenen Modellierungs- und geringen Berechnungsaufwand die Modellierung mit Schalenelementen bevorzugt.

Von entscheidender Bedeutung für die genaue Berechnung der einzelnen Pinolenkräfte ist die Modellierung der Ziehkissenführungen. Dies zeigt ein einfaches Experiment: die Ziehkissenführung eines 4-Punkt-Ziehkissens wird im FE-Modell gelenkig sowie als festeingespannt modelliert (**Bild 60** links) und die berechneten Pinolenkräfte wurden mit gemessenen verglichen (**Bild 60** rechts). Dazu wurden die Ziehkissenzyylinderkräfte von 4 x 70 kN angetragen. Der Ziehkissendruckkasten mit fester Einspannung weist wesentlich kleinere absolute Durchbiegung auf als der Druckkasten mit einer gelenkigen Anbindung, siehe **Bild 60** Mitte. Zudem ist festzustellen, dass die Pinolenkräfte bei gelenkiger Lagerung deutlich besser mit den gemessenen Kräften übereinstimmen als die Pinolenkräfte bei fest eingespannter Lagerung.

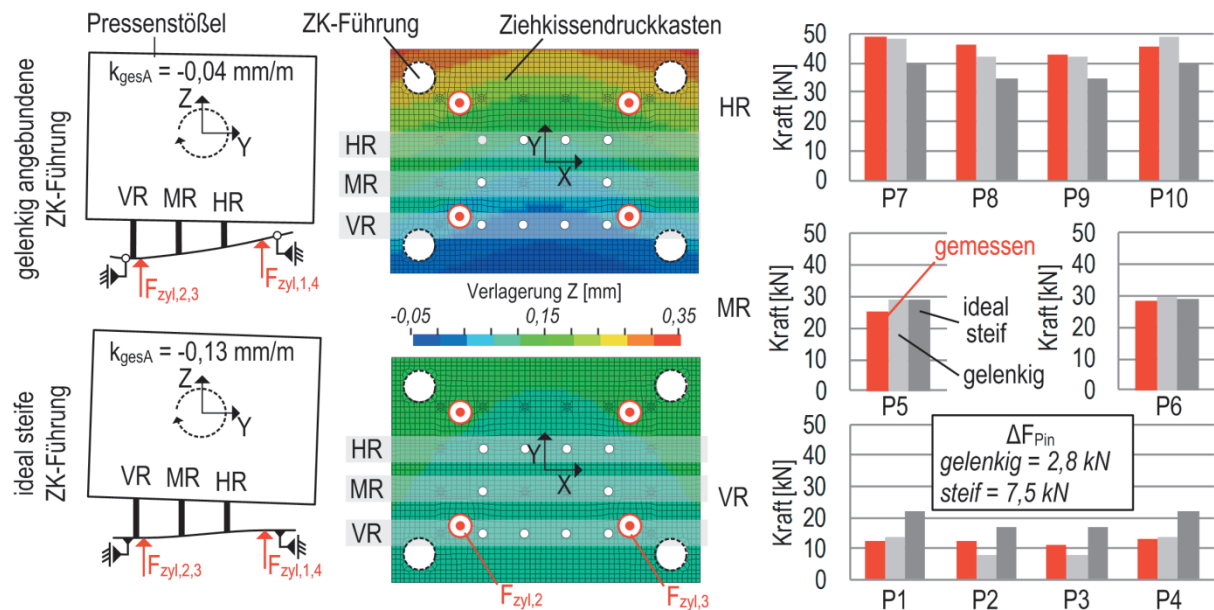


Bild 60 Durchbiegung des Ziehkissendruckkastens und die daraus resultierenden Pinolenkräfte nach 70 mm Stößelverfahrweg in Abhängigkeit des Ansatzes zur Abbildung der Ziehkissenführung bei einer Zylinder-sollkraft von 70 kN

Das resultierende Moment (in rot) der Pinolenkräfte um die X-Achse ist bei ideal steif angebundener Führung gegenüber dem Experiment stark überhöht, siehe **Bild 61**. Aufgrund der Wechselwirkungen mit dem Pressenstößel führt dies in der Simulation zu einer negativen Kippung des Stößels (-0,13 mm/m) um die X-Achse. Das Modell mit gelenkig angebundener Zieh-kissenführung weist bei gleichen ZK-Zylinderkräften eine deutliche Reduzierung des aus den Pinolenkräften resultierenden Momentes auf; dadurch verringert sich auch Stößelkipfung um die X-Achse (-0,04 mm/m).

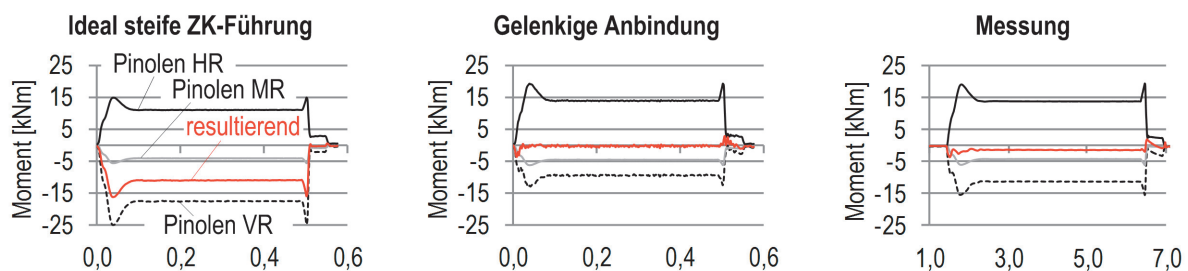


Bild 61 am Pressenstößel angreifende, aus den Pinolenkräften resultierende Momente

Die Ergebnisse legen nahe, dass sich die Steifigkeitswerte der ZK-Führung aufgrund ihres signifikanten Einflusses auf die Pinolenkraftverteilung als Kalibrierparameter für die struktur-basierten Modelle des Ziehkissens eignen.

5.7.2 Ersatzmodell des Druckkastens

Da dem Pressenanwender und dem Werkzeugmacher in der Praxis selten CAD-Daten für seine Pressen vorliegen und eine nachträgliche Aufnahme einen großen Mehraufwand bedeu-

tet, ist es sinnvoll Ersatzmodelle zu schaffen, welche durch Daten aus der Maschinenvermessung parametrisiert werden können. Die notwendigen geometrischen Eingangsgrößen sind auf ein Minimum zu reduzieren.

Dazu wird im Folgenden eine inverse Strategie zur Parameteridentifizierung eines einfachen Ersatzmodells vorgeschlagen. Zur Generierung der Ersatzstruktur müssen zunächst das Pinolenraster und die während der Messung besetzten Pinolensteckplätze sowie die Position und Anzahl der Ziehkissenzylinder bekannt sein, siehe **Bild 62**. Das Ersatzmodell besteht aus einer mit Schalenelementen vernetzten, flachen Ersatzplatte und dem Pinolenraster entsprechenden Feder-Dämpfer-Elementen zur Abbildung der zur Messung eingesetzten Pinolen. Die Parameteridentifikation wird für die Variablen Ersatzelastizitätsmodul und Schalendicke der Ersatzplatte durchgeführt. Wird das Abbruchkriterium (Kraftabweichung) nach i Iterationen nicht erreicht, wird die Ersatzplatte in weitere Segmente unterteilt. Mit jeder Erweiterung des Ersatzmodells um ein Segment verdoppelt sich die Anzahl zu identifizierender Variablen. Das parametrisierte Ersatzmodell des Ziehkissens wird direkt in das FE-Prozessmodell implementiert. Zur Parameteridentifikation werden die Pinolen- und Zylinderkraftwerte in einem quasi-statischen Zustand benötigt.

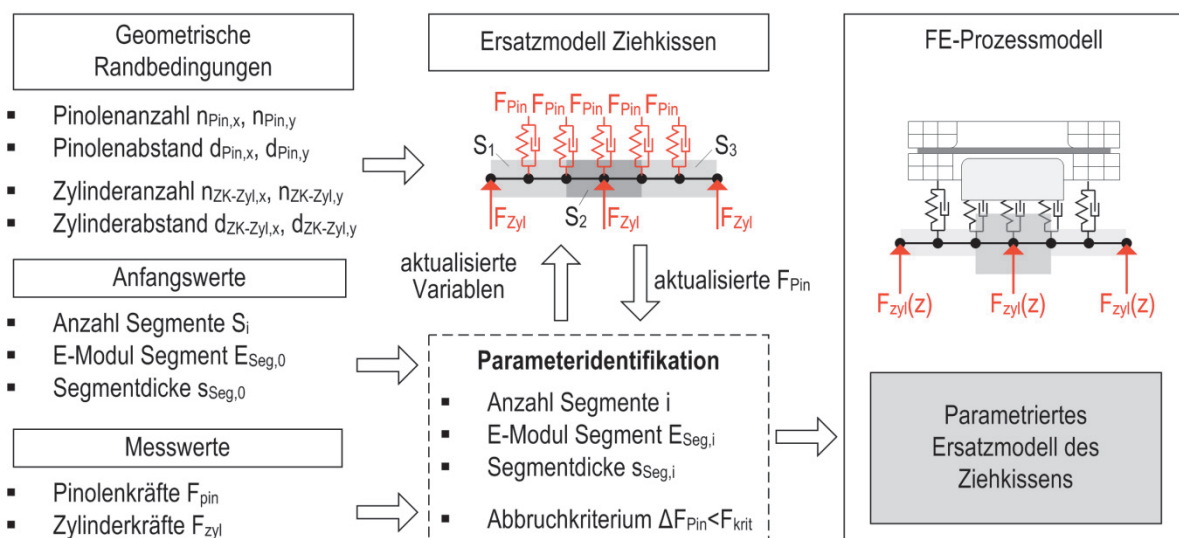


Bild 62 Modellierung und Parametrierung der repräsentativen Druckkastenersatzstruktur

Da auch in diesem Beispiel die Gegenkraft zur ZK-Zylinderkraft durch das Stößelsystem aufgebracht wird, ist ein Einfluss der Kipp- und Biegesteifigkeit des Pressenstößels auf die Messwertermittlung der Pinolenkräfte zu erwarten. Ein FE-Modell eines 4-Punktziehkissens dient zur Ermittlung von virtuellen Messwerten der Pinolenkraftverteilung. Dazu wurde der Druckkasten mit Hexaederelementen abgebildet und die Zylinderkräfte als Krafterandbedingungen am Druckkasten angetragen. Die Pinolen wurden als Federelemente modelliert. Zur Demonstration der Abhängigkeit der gemessenen bzw. hier der simulierten Pinolenkräfte von der Stei-

figkeit der Messvorrichtung und der Maschine selbst, wurden die Pinolenersatzfedern zum einen festeingespant (siehe **Bild 63** links) und zum anderen gegen eine biegeelastischen Platte abgestützt (siehe **Bild 63** rechts). Wie zu erwarten, zeigen sich aufgrund der elastischen Nachgiebigkeit der Messplatte deutliche Abweichungen speziell in der zweiten (damit aufgrund der Symmetrie auch dritten) Pinolenreihe zwischen den beiden Modelvarianten. Zur Parametrierung des Ersatzmodells des Ziehkissens muss daher neben den gemessenen oder simulierten Pinolen- bzw. Zylinderkräften auch das elastische Verhalten der Messvorrichtung an sich bekannt sein, da das Modell sonst für eine falsche Druckverteilung kalibriert werden. Um diesen Einfluss der Messvorrichtung auf die Pinolenkraftverteilung gering zu halten, sollte diese möglichst steif gestaltet werden.

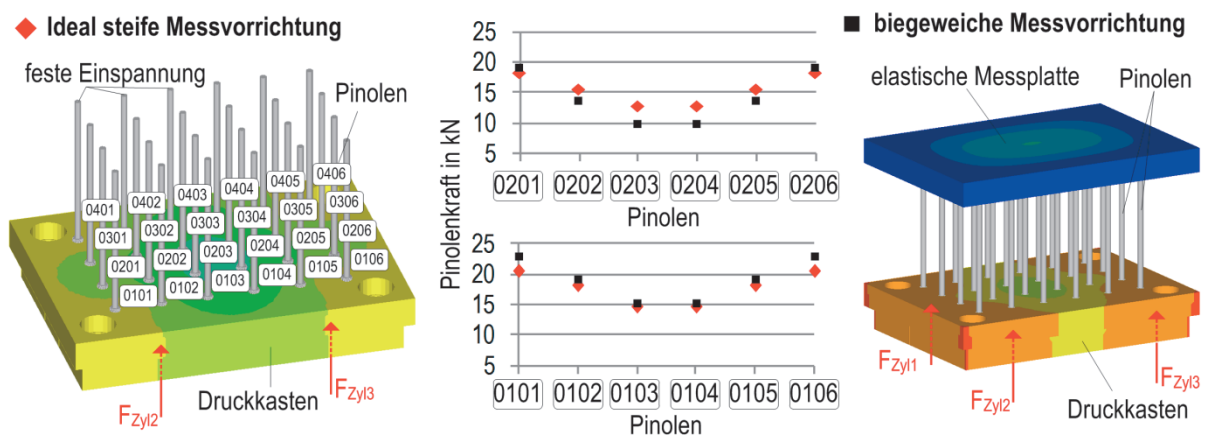


Bild 63 Verteilung der Pinolenkräfte in Abhängigkeit der Biegesteifigkeit der Messvorrichtung bei einer Ziehkissenzyylinderkraft von 4×100 kN

5.8 Modellstrukturen zur Berücksichtigung der Krafterzeugung

In der FE-Prozesssimulation wird die Niederhalterkraft in der Regel als Krafterandbedingung direkt am Niederhalter angetragen. Die Kraft wird dabei meist konstant angenommen und als Funktion der Prozesszeit verstanden. In der Praxis ist die Niederhalterkraft allerdings eine Funktion des Ziehweges und wird als ziehwegabhängige Ziehkissenzyylinderkraft in die Steuerung der Presse eingegeben. Zudem weist die Ziehkissen-Istkraft eine arbeitsbereichabhängige Abweichung zur eingestellten Sollkraft auf. Zusätzlich benötigt der Ziehkissenzyylinder einen Weg zum Druckaufbau. Der Druckaufbau ist gefolgt von einem Überschwingen der Zylinderkraft.

Grundsätzlich bieten sich je nach Simulationsaufgabe und vorhandenen Informationen über die Krafterzeugung und Regelung im Ziehkissen verschiedene Möglichkeiten die Ziehkissenzyylinderkraft in der FE-Prozesssimulation zu berücksichtigen, siehe **Bild 64**.

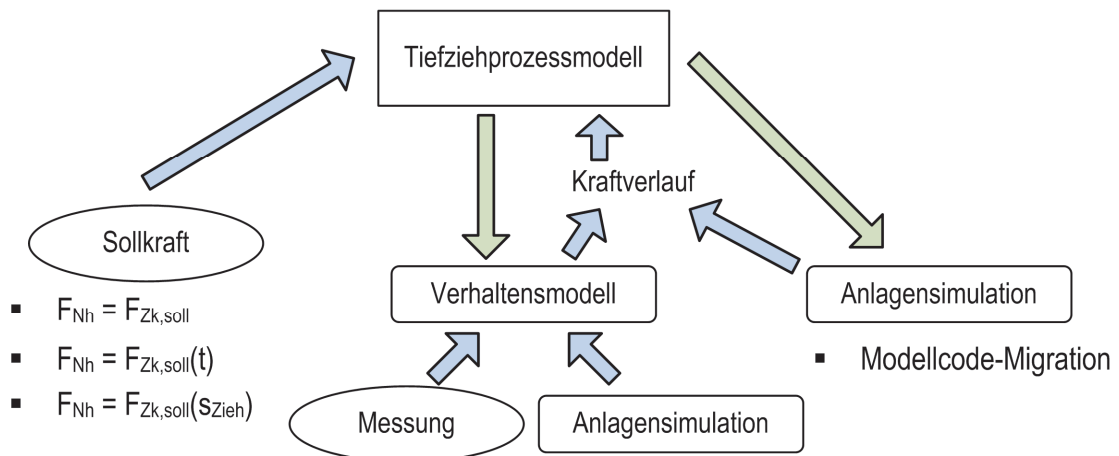


Bild 64 Möglichkeiten zur Abbildung der Ziehkissenkraft in der FE-Prozesssimulation

Derzeitige Praxis in der Prozesssimulation ist das Auftragen einer konstanten Niederhalter-sollkraft, was einer konstanten Ziehkissengesamtkraft entspricht (**Bild 64** links). Zur Abbildung einer prozessangepassten Niederhalterkraft kann zwischen einer zeit- und einer ziehwegabhängigen Sollkraftvorgabe unterschieden werden. Die Implementierung eines Verhaltensmodells des Ziehkissenantriebes erfordert die Generierung eines Kennfeldes, welche die Ziehkissenkraft in Abhängigkeit des Arbeitsbereiches der Presse beinhaltet (**Bild 64** mittig). Das Kennfeld kann sowohl durch Messung als auch durch die Simulation des Pressenverhaltens mithilfe eines Anlagenmodells ermittelt werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die Implementierung eines einfachen Anlagenmodells in den FE-Code dar (**Bild 64** rechts). Damit kann eine direkte Wechselwirkung zwischen dem Prozess und des Ziehkissenantriebes berechnet werden. Die Kopplung komplexerer Maschinenmodelle mit der Prozesssimulation soll in dieser Arbeit nicht betrachtet werden.

5.8.1 Ziehkissenkraft als wegababhängige Größe

Eine einfache Möglichkeit zur Abbildung der Ziehkissenkraft als ziehwegabhängige Größe ist das Implementieren eines diskreten Federeslementes mit einer nichtlinearen Kraftkennlinie in das FE-Prozessmodell, siehe **Bild 65**. Damit ist zunächst eine Möglichkeit geschaffen, wegababhängige Sollkraftkennlinien ähnlich der üblichen Eingabe an der Maschinensteuerung zu bewerkstelligen. Zudem lässt sich auf diese Weise der für hydraulische Ziehkissensysteme charakteristische Druckaufbauweg Δh in der Kraftkennlinie berücksichtigen und somit der notwendige Anfangsabstand des Niederhalters vom Stempel zur kompletten Klemmung des Bleches bevor der eigentliche Umformprozess beginnt simulativ zu bewerten.

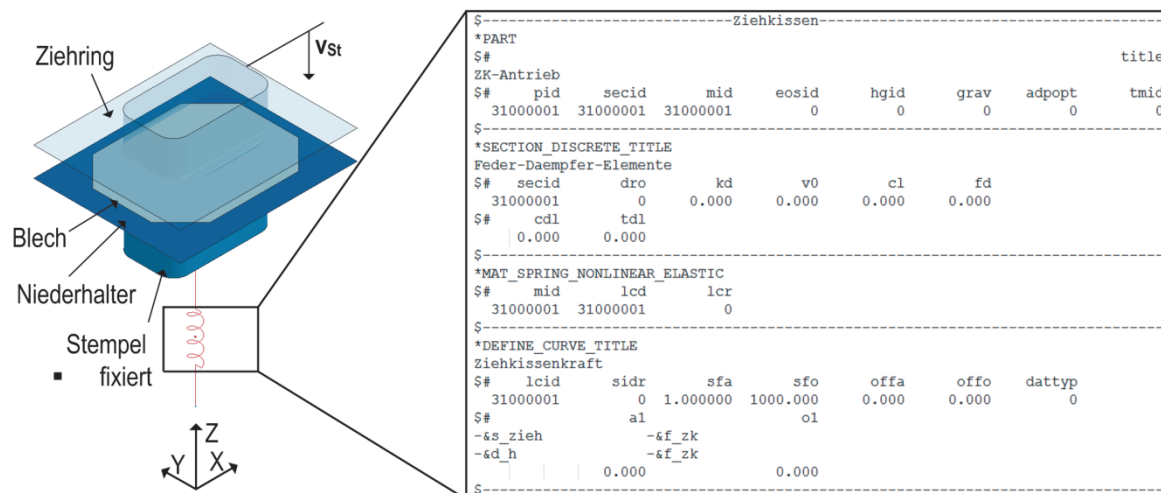


Bild 65 Ziehkissenkraft als wegabhängige Größe im Prozessmodell

5.8.2 Ziehkissen-Istkraft als Verhaltensmodell

Aufbauend auf dem vorherigen Modellansatz werden zur Implementierung eines Verhaltensmodells des Ziehkissenantriebes geschwindigkeitsabhängige Kraft-Wegverläufe entweder aus Mess- oder Simulationsrechnungen als Tabelle eingelesen. Dazu wird das vorherige Materialmodell `*MAT_SPRING_NONLINEAR_ELASTIC` (siehe **Bild 65**) durch das Materialmodell `*MAT_CONCRETE_BEAM` ersetzt. Das Simulationsmodell greift dann auf die entsprechenden Kraftwerte zu, siehe **Bild 66**.

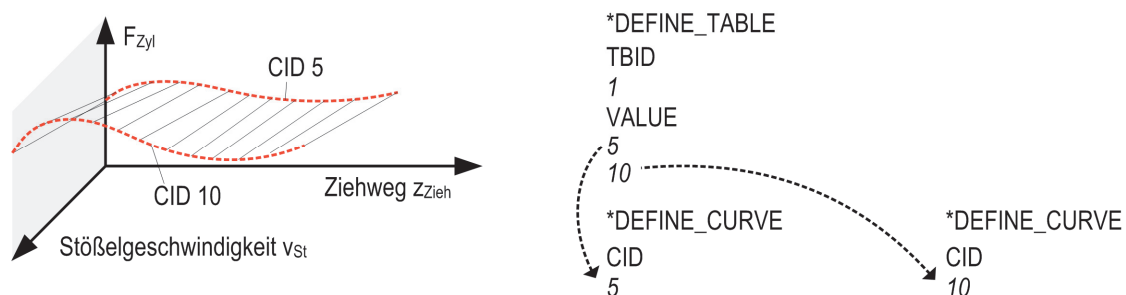


Bild 66 Abbildung der Ziehkissenkraft mithilfe eines gemessenen oder simulierten Kennfeldes in LS-DYNA

Da zwischen den Messpunkten linear interpoliert wird, ist die Qualität dieser Modellierungsart besonders aufgrund des stark nichtlinearen Verhaltens der Ziehkissenzylinder sehr stark von der Anzahl der vorhandenen Messwerte im Kennfeld abhängig. Die Berücksichtigung der Abhängigkeit der resultierenden Zylinderkraft von der Sollkrafteingabe ist derzeit nur durch Einfügen des entsprechenden sollkraftgebundenen Tabellen- und Kurvensatzes möglich.

5.8.3 Integration eines reduzierten Anlagenmodells

Die Integration eines stark reduzierten Anlagenmodells des Zieh kissens in die FE-Prozesssimulation soll die korrekte Abbildung der auf den Zieh kissendruckkasten wirkenden Zylinderkräfte ermöglichen. Im Unterschied zu einem reinen Verhaltensmodell basiert es auf physikalischen Zusammenhängen und erlaubt eine zuverlässige Vorhersage der Zylinderkräfte auch

außerhalb eines gemessenen Kennfeldes. Die Integration der Ziehkissensteuerung und Hydraulik in das FE-Prozessmodell erfordert die Überführung eines bestehenden Anlagenmodells in eine durch den FE-Solver berechenbare Form. Hierzu reduzierte LOHSE [66] zunächst das Maschinenmodell auf die Komponenten, welche für die Ziehkissenzylinderkraft während des Umformprozesses relevant sind. Dies wurde am Beispiel des Ziehkissens der Versuchspresse „Wanzke HPV160“ durchgeführt, siehe **Bild 67**.

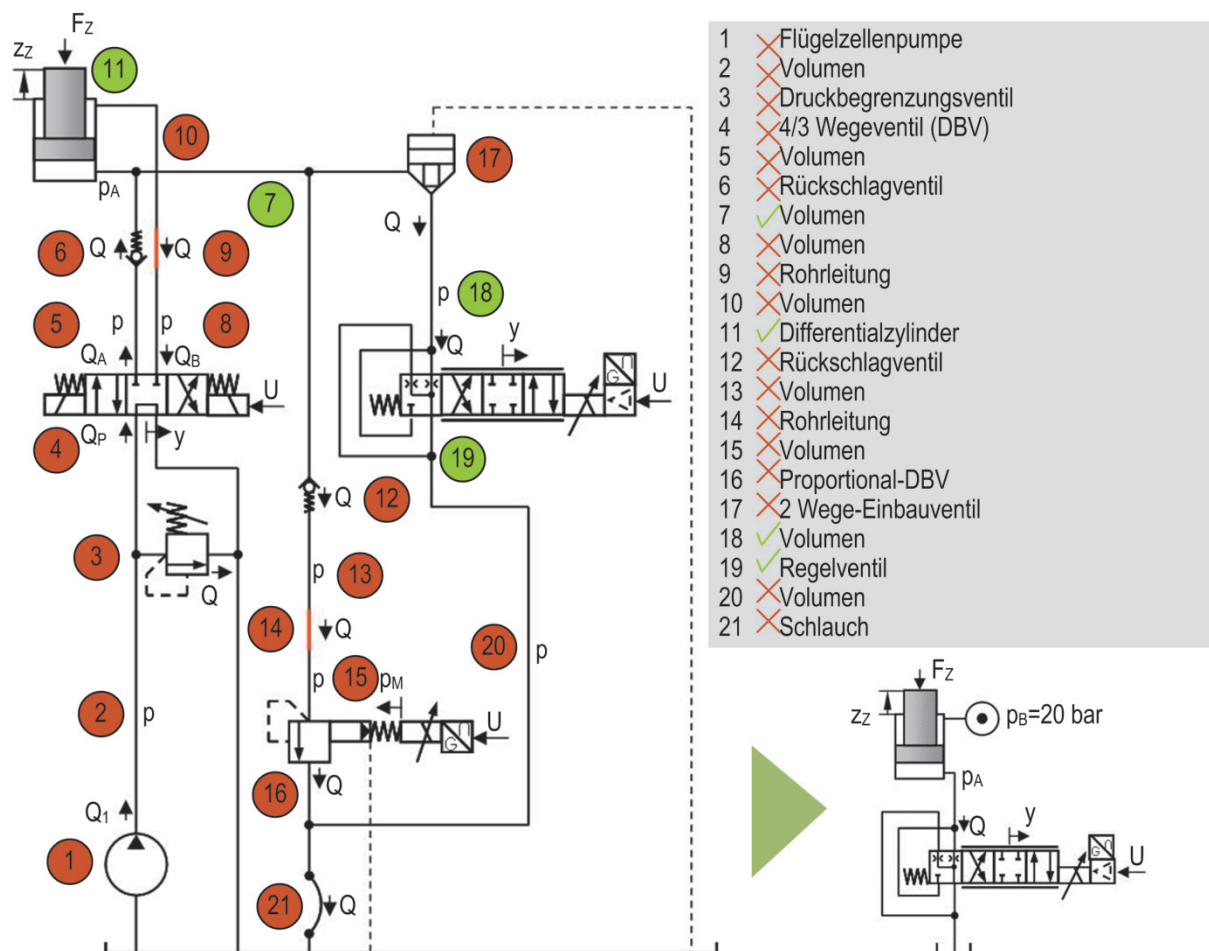


Bild 67 Vereinfachung des Modells der Ziehkissenhydraulik auf relevante Komponenten während des Umformprozesses nach LOHSE [66]

Im Anschluss erfolgt die Berechnung des Anlagenmodells durch Integration (hier: Vorwärts-Rechteckregel) und Ableiten (hier: Differenzenquotient) der Systemgleichungen. Zur Lösung der gewöhnlichen Differenzialgleichungen wird das explizite Euler-Verfahren genutzt [66]. Damit steht ein durch den FE-Solver berechenbares Differenzenmodell vor.

Aufbauend auf den Arbeiten von LOHSE [66] wurde das Differenzenmodell der Antriebsstruktur mithilfe eines benutzerdefinierbaren Materialmodells in den FE-Solver LS-DYNA integriert, siehe Bild 68. Die Subroutinen werden durch den Softwarehersteller in der Programmiersprache FORTRAN bereitgestellt. Das Modell der Hydraulik und Steuerung wird daher in

FORTTRAN übersetzt und im Anschluss mit dem LS-DYNA Code zu einem eigenständigen Solver kompiliert.

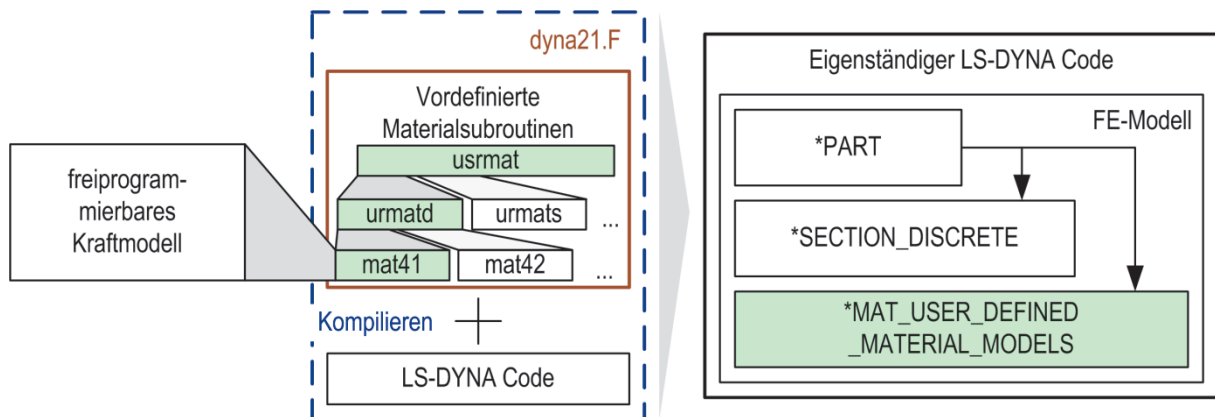


Bild 68 Integration eines freiprogrammierbaren Kraftmodells in den FE-Solver

Im Anschluss steht ein Materialmodell für Balkenelemente zur Verfügung welches die Abbildung eines einfachen Ziehkissenantriebes als Randbedingung in der FE-Prozesssimulation ermöglicht, siehe **Bild 69**. Das Einlesen der Parameter erfolgt über eine Materialkarte `*MAT_USER_DEFINED_MATERIAL`. Das Balkenelement wird zwischen dem Pressenfuß und dem Ziehkissendruckkasten eingespannt. Dabei wird in allen Modellen der Pressenfuß als ideal steif angenommen. Der Koppelknoten zum Pressenfuß wird daher fest im Raum fixiert.

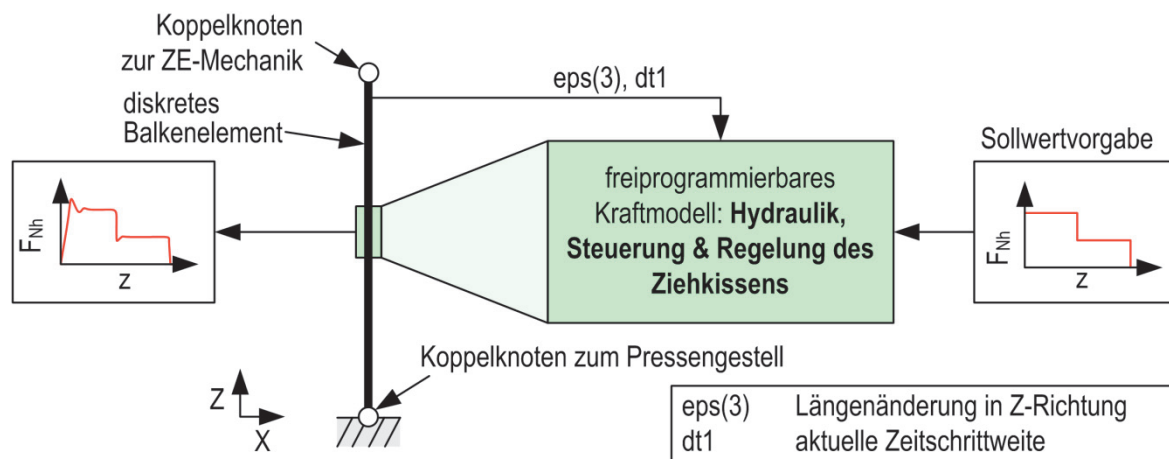


Bild 69 Implementierung eines reduzierten Differenzenmodells der Ziehkissenhydraulik in das FE-Prozessmodell mittels freiprogrammierbaren Kraftmodells

Am Koppelknoten zur Ziehkissenmechanik wird ausschließlich die Kraft in Z-Richtung übertragen. Das Materialmodell greift hier nach jedem Zeitschritt Position und Geschwindigkeit des Knoten ab. Die berechnete Niederhalteristkraft wird im Anschluss über das diskrete Element auf die Ziehkissenmechanik übertragen. Der Ziehweg wird über eine Geschwindigkeitsrandbedingung am Pressenstößel vorgegeben. Die Längenänderung des Elementes wird als $\text{eps}(z)$ in der Materialsubroutine für den aktuellen Zeitschritt zur Verfügung gestellt. Dies entspricht bei fest eingespanntem Koppelknoten zum Pressenfuß zugleich der Verlagerung des

Koppelknotens am Ziehkissendruckkasten in Z-Richtung. Wird der aktuelle Wert $\epsilon_{ps}(z)$ durch die aktuelle Zeitschrittweite Δt geteilt, erhält man die Längenänderungsgeschwindigkeit und damit die Geschwindigkeit des Koppelknotens zur Ziehkissenmechanik. Zudem erlaubt die Materials subroutine die Definition von 48 „Historien“-Variablen. Diese werden zur Weitergabe der Variablenwerte innerhalb des Elementes für den nächsten Zeitschritt genutzt. Damit ist der Einsatz eines einzigen Materialmodells für mehrere Elemente zur gleichen Zeit möglich. Dies ist bei der Modellierung von Ziehkissen mit mehr als einem Druckpunkt notwendig. Die entsprechend Keyword-Datei befindet sich im **Anhang 1**. Zur Beurteilung der Modellgüte wurde auf der Versuchspresse „Wanzke HPV160“ ein Leerhub (d.h. ohne Blech) mit einem Ziehkissenkraftsprung von 200 kN auf 250 kN gefahren und mit dem Berechnungsergebnis verglichen (**Bild 70**).

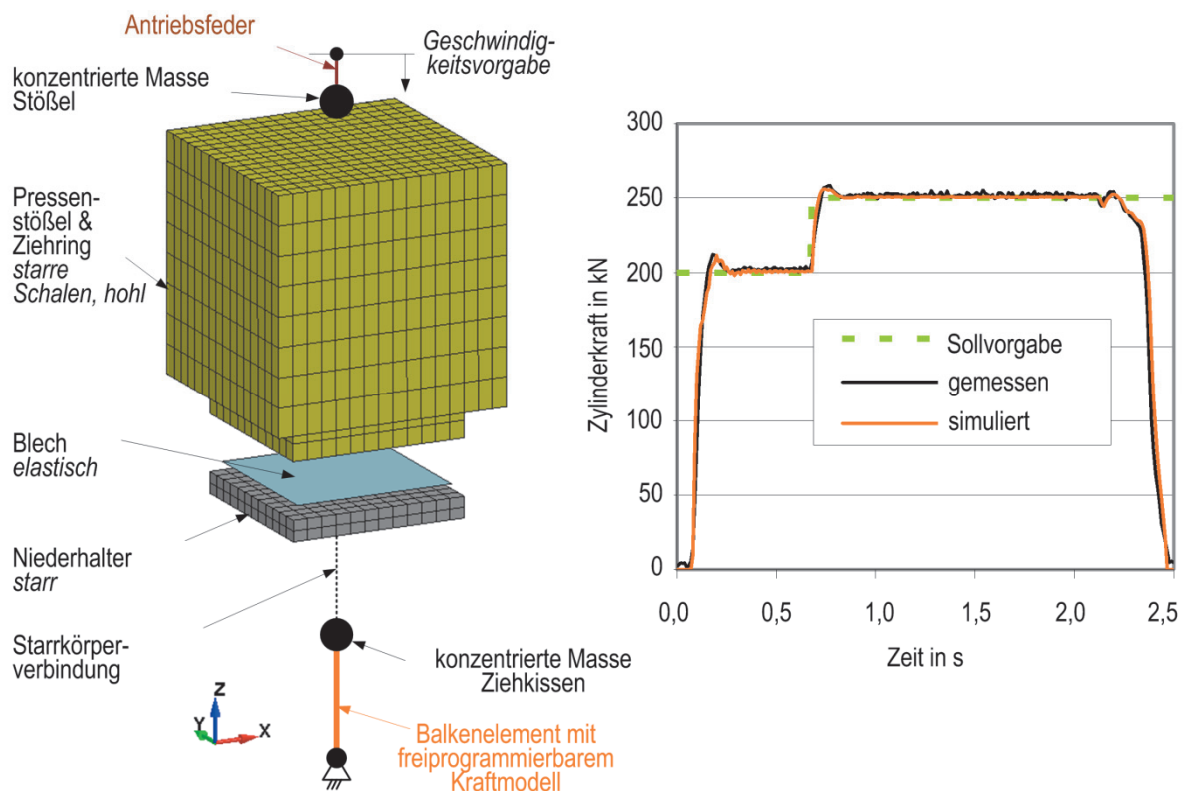


Bild 70 Testmodell zur Verifizierung des reduzierten Differenzenmodells der Ziehkissenhydraulik und -steuerung der Versuchspresse „Wanzke HPV160“

Das FE-Modell beinhaltet lediglich den starr modellierte Pressenstößel und Niederhalter mit den entsprechenden Massen (Pressenstößel 1800 kg, Ziehkissen + Niederhalter 350 kg). Der Kontakt zwischen den beiden Starrkörpern Niederhalter und Oberwerkzeug wird über ein zusätzliches Schalennetz mit elastischem Materialmodell realisiert. Diese „Blech“ wird dabei nichtumgeformt, siehe **Bild 70** links. Der Vergleich der berechneten und gemessenen Kraftverläufe zeigt, dass das Modell sowohl den Drucküberschwinger nach dem Auftreffstoß als auch den Drucküberschwinger nach dem Sollkraftsprung nachbilden kann. Zudem stimmen die Druckaufbauweg von Modell und Messung überein. Die nahezu identischen Kraftverläufe

des simulierten und gemessenen Verhaltens zeigen die Gültigkeit des FE-Testmodells für den Leerhub der Presse mit Sollkraftsprung, siehe **Bild 70** rechts. Dies gilt als Voraussetzung für die weitere Verwendung des Modellierungsansatzes zur Abbildung der wahren Ziehkissenkraft während eines Tiefziehvorganges.

5.9 Ableitung einer Standardparametrierung

In der Praxis kann häufig keine Pressenvermessung zur Ermittlung aller notwendigen Modellparameter durchgeführt werden. Dies betrifft insbesondere Stößel-, Tisch-, und Druckkasten-durchbiegung sowie die Kippsteifigkeiten des Pressenstößels und des Ziehkissens. Abhilfe kann hier eine Standardparametrierung des Modells bieten, siehe **Bild 71**.

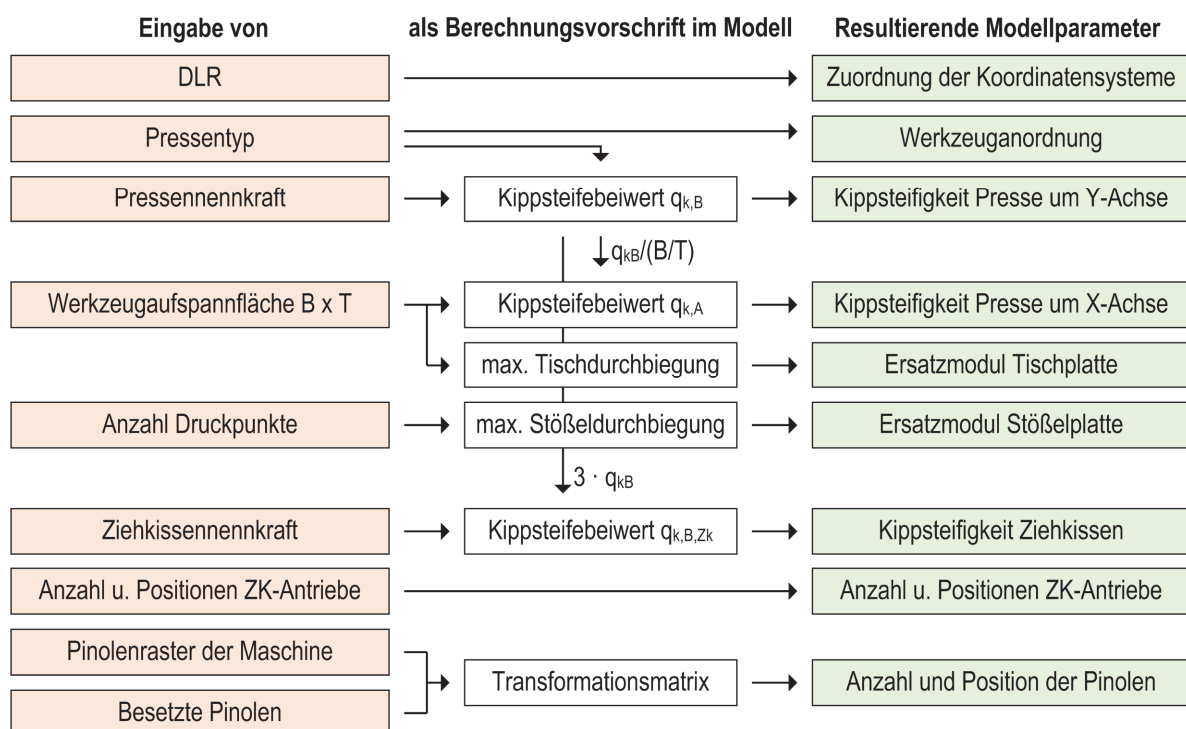


Bild 71 Notwendige Eingabe zur Standardparametrierung des Maschinenmodells

Dazu ist die Eingabe von nur wenigen Maschinenparametern notwendig. Mit Ausnahme der Position der Hauptantriebs- und Ziehkissenzyylinder sind dies Standardangaben vom Pressenhersteller. Die Berechnungsvorschriften und Standardwerte nach **Tabelle 7** sind im Modell hinterlegt.

Zunächst ist die Angabe der Durchlaufrichtung Voraussetzung für eine korrekte Zuordnung der Koordinatensysteme und der Positionierung des Werkzeuges im Pressenmodell. Desweiteren ist die Eingabe des Pressentyps (hydraulisch, mechanisch, servo-mechanisch) notwendig um die Steifebeiwerte zu ordnen zu können. Die Pressennennkraft wird benötigt um aus den Kippsteifebeiwerten tatsächliche Kippsteifigkeiten zu berechnen. Der Kippsteifebeiwert um X ergibt sich durch Multiplikation des Kippsteifebeiwertes um Y mit dem Seitenverhältnis.

Dazu ist die Eingabe der Werkzeugaufspannfläche (Breite und Tiefe) notwendig. Desweiteren wird die Aufspannfläche benötigt um die Schalendicke und das Ersatzelastizitätsmodul für Aufspannplatten am Stößel als auch auf dem Pressentisch zu generieren. Die Aufspannplatten werden im Standardmodell als allseitig fest eingespannte Platten angenommen. Da die Schalendicke nicht größer als 10% der minimalen Seitenlänge der modellierten Platte überschreiten sollte, wird die Schalendicke zu:

$$s_{\text{Stößel}} = 0,1 \cdot \min(b_{\text{Stößel}}, t_{\text{Stößel}}) \quad 25$$

festgelegt. Das Ersatzelastizitätsmodul ergibt sich aus der Formel zur Berechnung der maximalen Durchbiegung von allseitig eingespannten Platten:

$$E_{\text{Stößel}} = \frac{c_3 \cdot p_{\text{Nenn}} \cdot b_{\text{Stößel}}^4}{s_{\text{Stößel}}^3 \cdot f_{\text{max}}} \quad 26$$

Wie im Stand der Technik erläutert, besitzen Ziehkissen im Durchschnitt einen 3-fach höheren Kippsteifebeiwert als die dazugehörige Presse. Unter Zuhilfenahme der Ziehkissennennkraft lässt sich daraus die Kippsteifigkeit des Ziehkissens ableiten. Im Anschluss erfolgt die direkte Eingabe der Anzahl und Anordnung der Ziehkissenzyylinder. Die letzte Maschinenspezifische Angabe ist das Pinolenraster mit Anzahl der Pinolensteckplätze in X- und Y-Richtung sowie der Abstand benachbarter Pinolen. Eine Standardparametrierung des Modells der Ziehkissenhydraulik ist aufgrund der Komplexität des Systems in dieser Arbeit nicht betrachtet worden.

5.10 Zwischenfazit zu Modellerweiterungen Presse

Der Einfluss der Stößel- und Tischdurchbiegung auf das Tuschierbild zwischen Werkzeugstempel und Matrice kann simulativ nachgewiesen werden. Die Anbindung der Ersatzaufspannplatte an einen kippelastischen Stößel ermöglicht die Abbildung der relevanten elastischen Verformungen und Verlagerungen des Pressenstößels. Durch die Ersatzmodellierung der Werkzeugaufspannplatten am Stößel und Pressentisch kann die Rechenzeit signifikant reduziert werden. Die Anbindung des Aufspannplatten-Ersatzmodells an die starre Stößelstruktur an den Positionen der Stößelführungen erlaubt die Berechnung der Durchbiegungen am Stößelrand lassen. Die kippelastischen Ziehkissenmodelle können auf alle relevanten Ziehkissenstrukturen angewendet werden. Die Parametrierung für 1- und 4-Punktziehkissen erfolgt analytisch. Ziehkissen mit mehr als 4 Antrieben müssen invers parametriert werden. Die Berücksichtigung der Druckkastendurchbiegung kann aufgrund dessen Plattenstruktur durch ein Strukturmodell mit Schalenelementen abgebildet werden. Ist das Ziehkissen nicht zugänglich und liegen keine CAD-Daten vor, ist alternativ die Modellierung der Druckkastens als Ersatzmodell möglich. Die Implementierung der Ziehkissenzyylinder-Istkraft kann sowohl

durch ein Verhaltensmodell als auch durch ein reduziertes Anlagenmodell durch Modellcode-Migration erfolgen. Die Abbildung durch ein Verhaltensmodell ist aufgrund des stark nichtlinearen Systemverhaltens der Hydraulik und Steuerung nur im gemessenen Arbeitsbereich gültig. Das reduzierte Strukturmodell der Hydraulik und deren Steuerung ist für den gesamten Arbeitsbereich gültig, erfordert jedoch die Ermittlung von mehr als 20 Parametern und setzt beim Anwender umfangreiche Kenntnisse auf dem Gebiet der Hydraulik voraus.

6 Anwendung der Modellerweiterungen auf Versuchsumgebung

Das folgende Kapitel demonstriert die Modellierungs- und Parametrierungsschritte an einem spezifischen Versuchsszenario. Es wird diskutiert, welche Modellerweiterungen für die vorliegende Prozess-Maschine-Konfiguration notwendig sind. Es wird zudem eine Standardparametrierung des erweiterten Modells vorgeschlagen, welche die Untersuchung des Maschineneinflusses auf das Bauteil ohne genaue Kenntnis der Maschineneigenschaften ermöglicht.

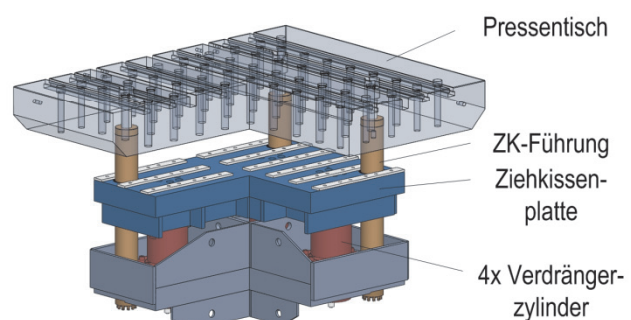
6.1 Versuchsumgebung

6.1.1 Versuchsmaschine

Die Versuchsmaschine ist eine hydraulische einfachwirkende Universalpresse mit einer Nennkraft von 2500 kN, siehe **Bild 72**. Die Presse besitzt ein 4-Punkt-Ziehkissen mit 4 Gleitsäulenführungen. Die geführte Länge ist mit 80 mm im Vergleich zu üblichen Ziehkissenführungen (siehe PAHL UND WAGNER [76]) sehr kurz ausgeführt. Das Pinolenraster der Presse ist in X- und Y-Richtung 150 mm.



Nennkraft	2500 kN
Stößelhub	400 mm
Aufspannfläche	1350 x 1600 mm
max. Arbeitsgeschwindigkeit	40 mm/s
max. Eilganggeschwindigkeit	120 mm/s
OT	1000 mm
UT	600 mm



Anzahl Pinolen	8 x 6
Ziehkissenkraft	4 x 250 kN
Ziehkissenhub	200 mm

Bild 72 Versuchspresse: Einfachwirkende, hydraulische Universalpresse mit 4-Punkt Ziehkissen

6.1.2 Blechwerkstoffe

Die in den Experimenten verwendeten Stahlbleche (DC04, DC05, DC06 und HC340) sind typische Stähle im Karosseriebau. Die DC-Stähle sind typische Tiefziehstähle, HC340 ist ein mikrolegierter höherfester Stahl. Die DC-Stähle unterscheiden sich nur geringfügig in ihren mechanischen Kennwerten, besitzen allerdings unterschiedliche Anfangsblechdicken von 0,73 mm bis 0,80 mm, siehe **Tabelle 20**. Der HC340-Stahl weist eine bedeutend höhere Zugfestigkeit bei gleichzeitig geringerer Gleichmaß- bzw. Bruchdehnung auf. Der Werkstoff erfordert damit höhere Umformkräfte und hat ein geringeres Formänderungsvermögen.

Tabelle 20 mechanische Kennwerte der Versuchsblech

Werkstoff	Blechdicke	Zugfestigkeit	Gleichmaßdehnung	Bruchdehnung
DC04	0,78 mm	309 MPa	24,2 %	42,0 %
DC05	0,80 mm	300 MPa	24,4 %	42,4 %
DC06	0,73 mm	294 MPa	24,6 %	45,8 %
HC340	0,80 mm	423 MPa	17,8 %	29,5 %

Die mechanischen Kennwerte wurden im Zugversuch für 0°, 45° und 90° Walzrichtung durch das IF/FF der TU Dresden ermittelt. Die Fließkurve wurde mithilfe der Fließkurvenapproximation nach Reihle extrapoliert, siehe Bild 1 links. Die DC-Stähle zeigen ähnliche Fließkurvenverläufe. Der Elastizitätsmodul des DC06-Stahl ist allerdings mit 195 GPa deutlich höher als der Elastizitätsmodul des DC04-Stahles mit 183 GPa. Dies lässt ein unterschiedliches Rückfederungsverhalten dieser Werkstoffe schließen.

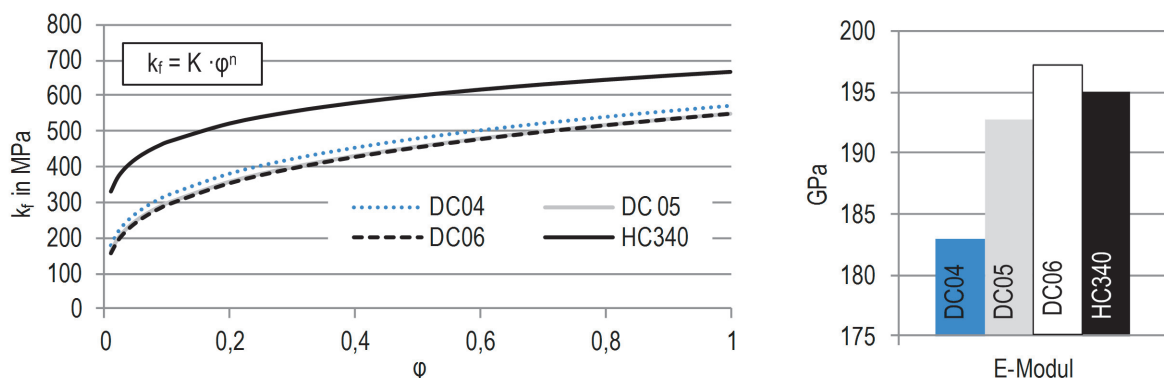


Bild 73 Gemessene Fließkurven und Elastizitätsmodule für Versuchsbleche

Die DC-Stähle besitzen eine positive ebene Anisotropie, HC340 eine negative, siehe **Bild 74**. Dies äußert sich in der Zipfelbildung am Rundnapf (DC: Zipfel in 0° und 90° zur Walzrichtung, HC340: Zipfel in 45° zur Walzrichtung).

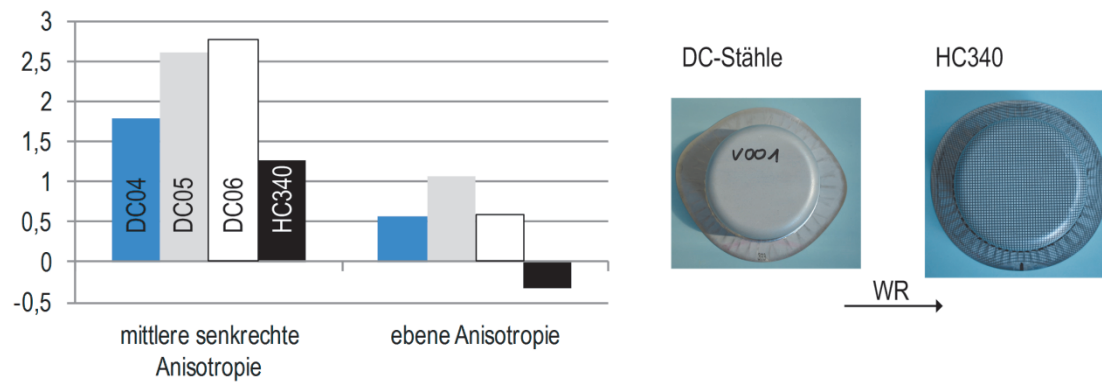


Bild 74 Anisotropiekennwerte der Versuchsbleche und Auswirkung auf das Tiefziehverhalten

Die Grenzformänderungskurven wurden nach IDDRG Richtlinie durch das IF/FF der TU Dresden ermittelt und stellen das Kriterium für Risse bzw. Einschnürungen dar. Für den DC05-Stahl unterscheiden sich die gemessenen Werte für Einschnürungen und Risse deutlich von den standardmäßig in der Simulationssoftware eingesetzten Grenzformänderungskurven nach KEELER [58], siehe **Bild 75**.

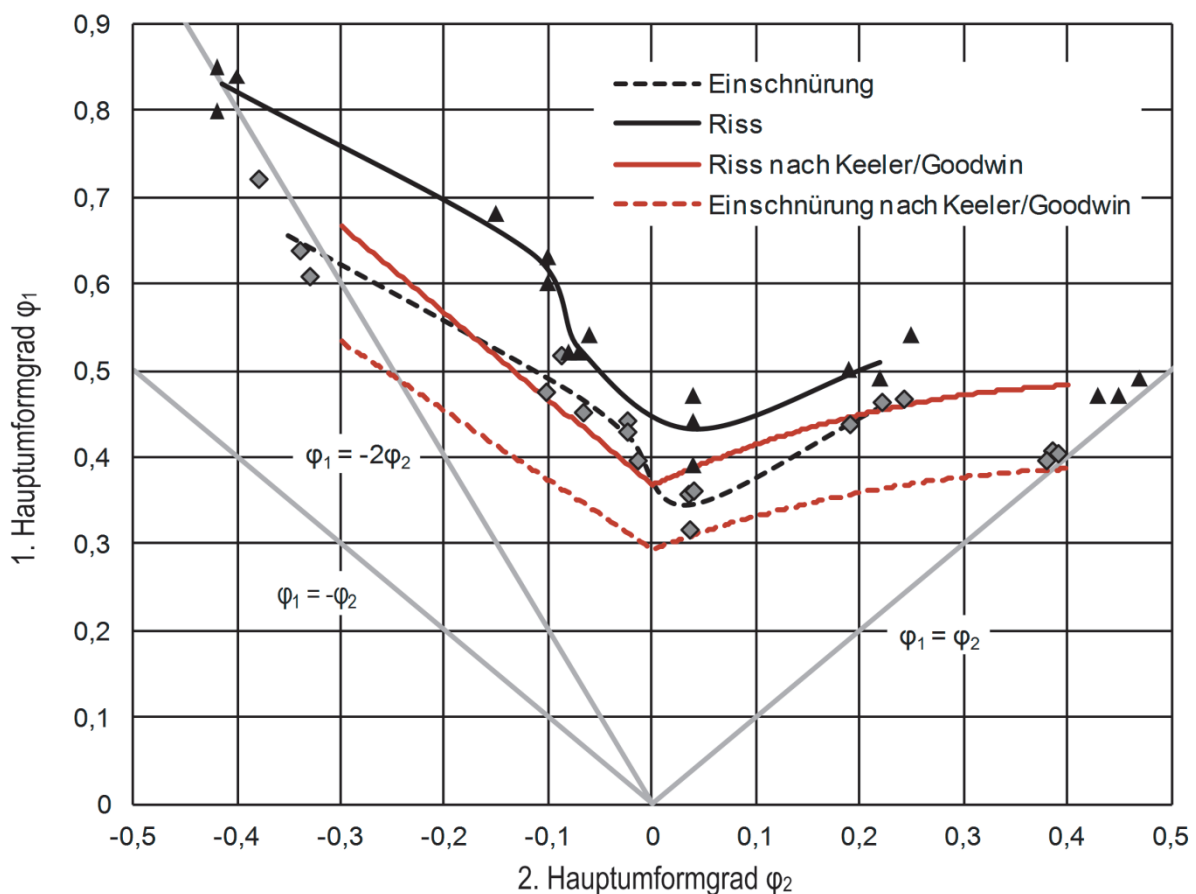


Bild 75 Grenzformänderungskurve für DC05 – gemessen und nach Keeler und Goodwin

Die Grenzformänderungsdiagramme für die weiteren Versuchswerkstoffe sind im **Anhang 2** zu finden.

6.1.3 Versuchswerkzeug

Das Versuchswerkzeug ist ein Tiefziehwerkzeug zur Herstellung eines rechteckigen Napfes. Der modulare Aufbau dieses Werkzeuges ermöglicht das Tiefziehen mit (**Bild 76** links) und ohne Ziehstäbe (**Bild 76** rechts) sowohl auf den langen als auch auf den kurzen Bauteilseiten und damit das bauteilkritische Tiefziehen in unterschiedlichen Arbeitsbereichen der Pressmaschine und insbesondere des Ziehkissens auf einem Grundwerkzeug.

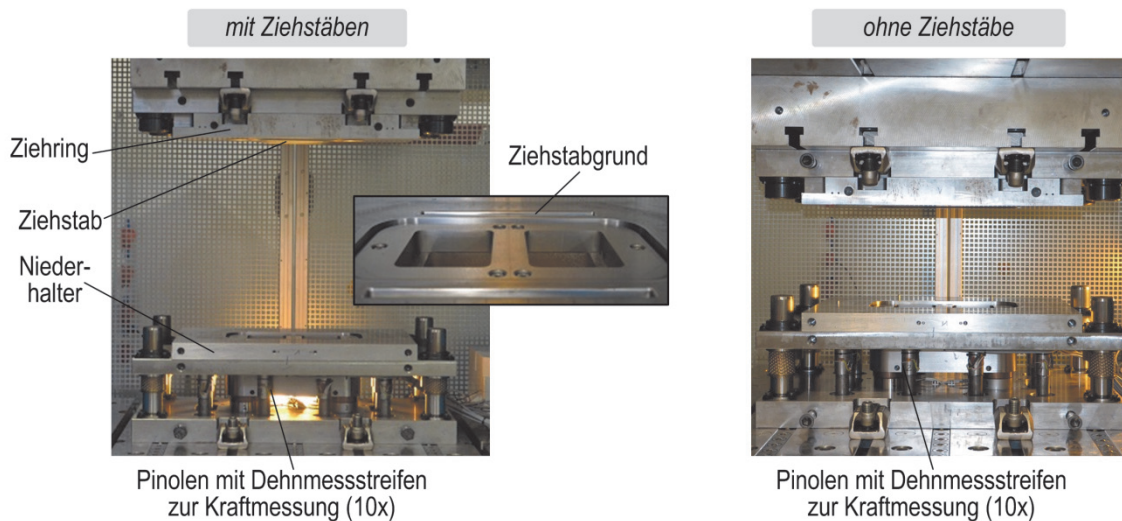


Bild 76 Versuchswerkzeuge: links) Rechteckwanne mit Ziehstäben, rechts) Rechteckwanne ohne Ziehstäbe

Die Werkzeugkonfiguration ohne Ziehstäbe erlaubt bei gleichem Blechwerkstoff höhere Niederhalterkräfte als die Werkzeugkonfiguration mit Ziehstäben. Der Arbeitsbereich der einzelnen Werkzeugkonfigurationen wird hinsichtlich notwendiger Stößelkräfte durch den unterschiedlichen Umformkraftbedarf der eingesetzten Blechwerkstoffe zusätzlich erweitert, **Bild 77**. Die unterschiedliche Dicke der Bleche hat einen zusätzlichen Einfluss auf den Niederhalterkraftbedarf.

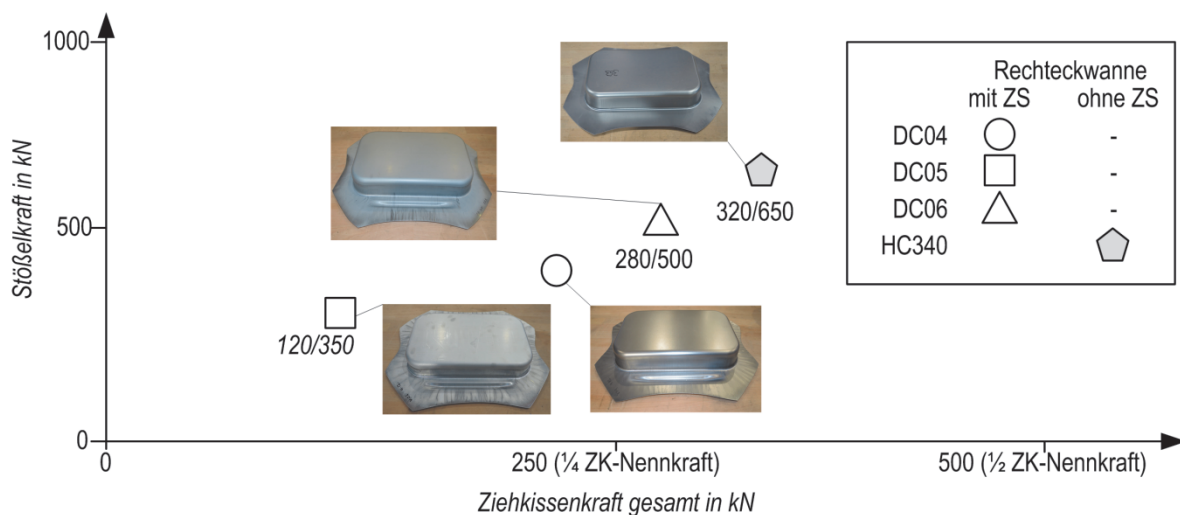


Bild 77 Kräfte bei kritischer Ausdünnung im Bauteil für untersuchte Werkstoff-Werkzeug-Kombinationen

6.1.4 Messwerterfassung

Zum Abgleich und zur Bewertung der Simulationsmodelle wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Dabei wurden die in **Tabelle 21** zusammengefassten Prozesskenngrößen messtechnisch erfasst und zur Auswertung aufbereitet.

Tabelle 21 gemessene Prozesskenngrößen

Presse Röcher RZP250		Rechteckwannenwerkzeug	
Stößelweg	Z_{ST}	Stempelkraft	$F_{St,RW}$
Stößelzylinderdruck	$p_{ST,A}; p_{ST,B}$	Pinolenkräfte	$F_{P1,RW} \dots F_{P10,RW}$
Ziehkissenzylinderdrücke	$p_{z1,A}; p_{z1,B} \dots p_{z4,A}; p_{z4,B}$		

Die Messwerterfassung setzt sich aus 2 Untersystemen zusammen, jeweils eins für das eingesetzte Werkzeug sowie für die Pressmaschine. Im Werkzeug werden Stempel- und Pinolenkräfte als unmittelbare Prozesskenngrößen gemessen. Für die Ermittlung der Pinolenkräfte sind DMS-Sensoren (**Bild 78** links) in Eigenfertigung hergestellt worden. Die DMS wurden als Wheatstone'schen Vollbrückenschaltung, basierend auf vier Widerstandszweigen (DMS), zu einem geschlossenen Ring geschaltet. In der Diagonalen (A) des Kreises wird mit Hilfe einer Spannungsquelle eine Speisespannung eingeleitet und in der Diagonalen (B) wird ein Spannungsmessgerät angeschlossen. Die Signalspannung am Messgerät beträgt gleich Null, wenn die Widerstände $R1/R2$ gleich $R3/R4$ sind. In diesem Zustand ist die Messbrücke abgeglichen, d.h. dass keine Dehnung vorliegt. Jegliche Änderung des Widerstands in einem der vier Leiterzweige ergibt eine Signalspannung ungleich von Null.

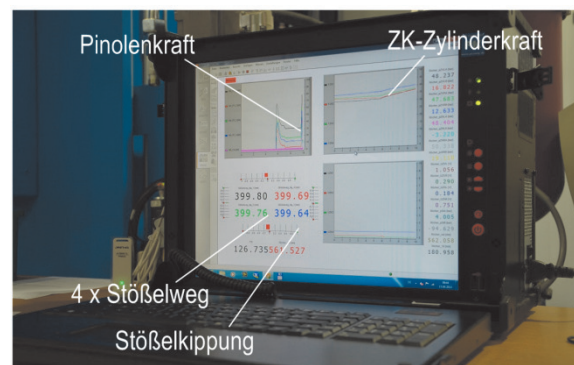
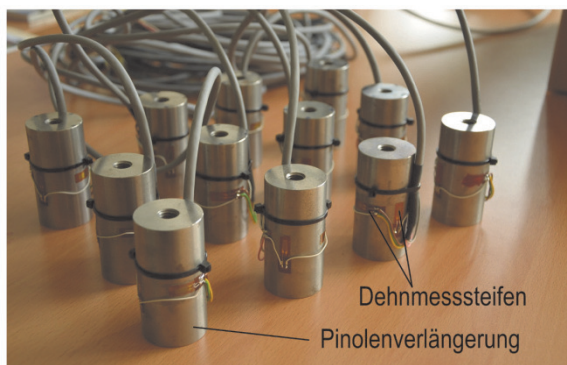


Bild 78 links: DMS-Sensoren für Pinolenkräfte; rechts: Messwerterfassungs-PC mit DIAdem™

Für die Erfassung von Stößelkraft sowie Ziehkissenzylinderkraft wurden die erforderlichen Signale der entsprechenden Drucksensoren und für die Ziehkissenzylinderwege die Signale der zugehörigen Wegsensoren aus der Maschinensteuerung abgegriffen und in der NI-Messkarte 6353 digitalisiert (**Bild 79** links). Mit den Zählern dieser Messekarte erfolgt die Messung des Stößelweges über inkrementelle Linearwegmesssensoren NRI1-720-K5 der Fa. Megatron

(Bild 79 rechts), die jeweils an den Stößecken angeordnet wurden. Mit Hilfe dieser Anordnung und einer Auflösung von 1 μm ist die relativ genaue Berechnung der Stößelkipfung um x- und y-Achse möglich. Die erfassten Messgrößen aus der Maschine wurden ebenfalls über die USB-Schnittstelle dem Messwerterfassungs-PC zugeführt. Die Aufzeichnung und Aufbereitung der Messdaten erfolgte scriptgesteuert im PC mittels der Software DIAdem™ 2012.

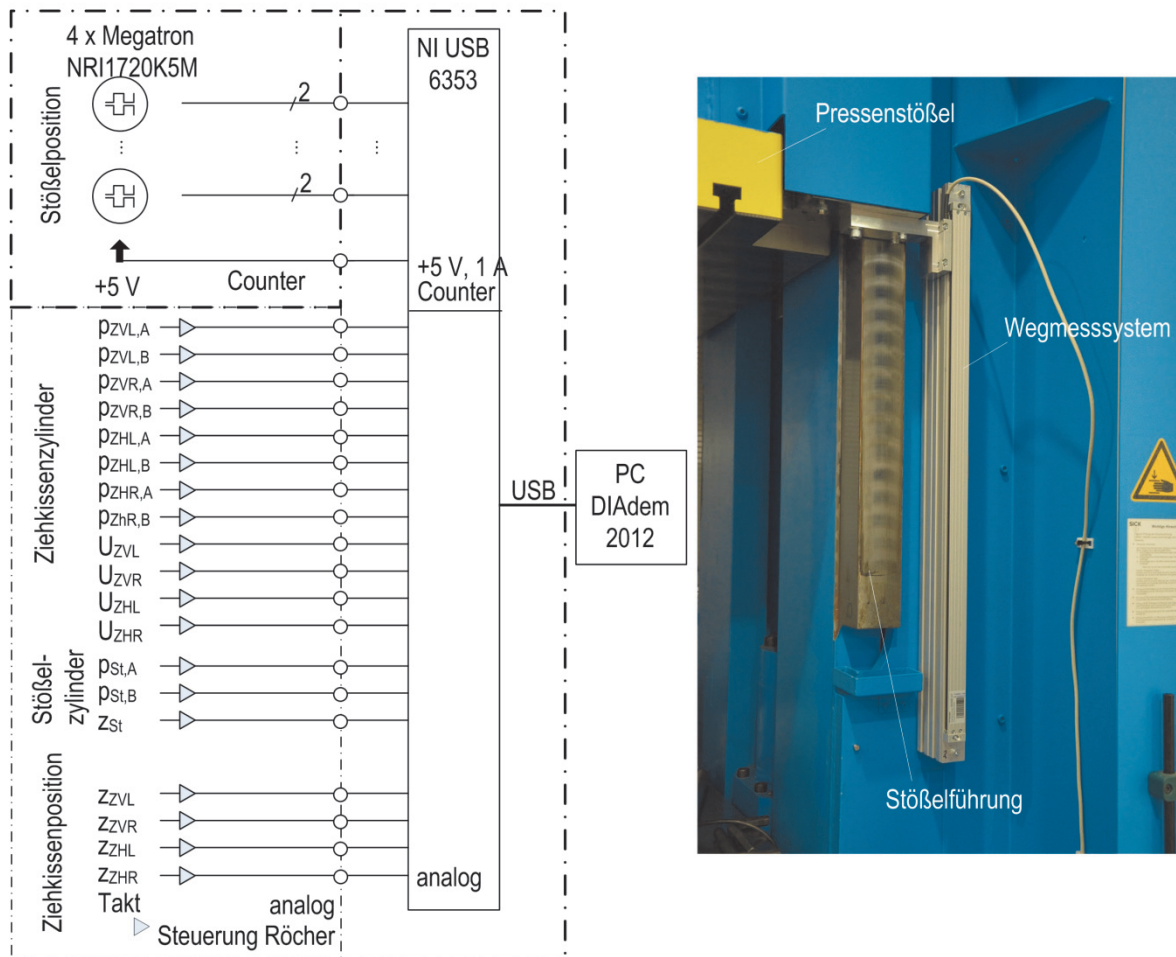


Bild 79 links: Messwerterfassung an Presse Röcher; rechts: inkrementelles Wegmesssystem

Zur Messung der Stempelkraft wurden vier 200kN-Kraftmessdosen 8438-6200 der Fa. Burster eingesetzt (Bild 80). Die Messsignale der Kraftmesssensoren wurden nach Wandlung der Sensorsignale mit Gleichspannungsverstärkern vom Typ 9243 von Burster mit einer NI-Messkarte 6216 digitalisiert und über USB-Schnittstelle dem Messwerterfassungsrechner zugeführt.

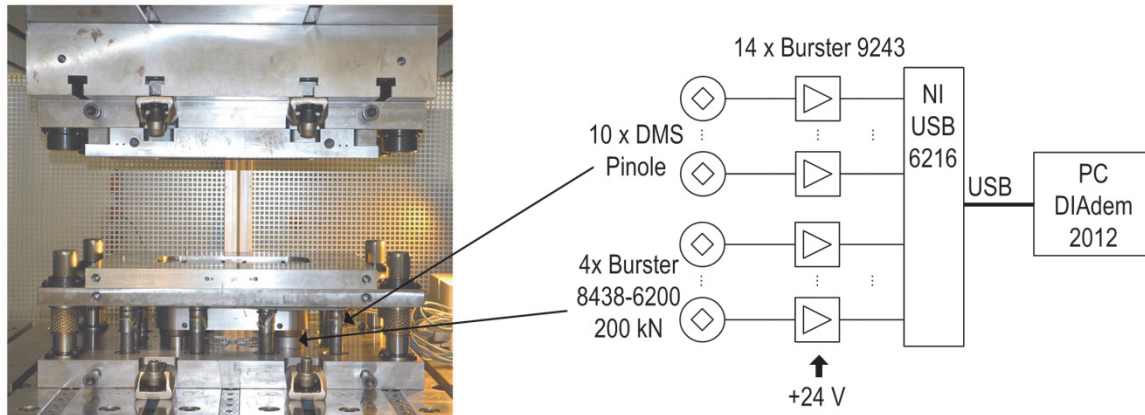


Bild 80 Messwerterfassung am a) Rundnapfwerkzeug und b) Rechteckwannenwerkzeug

Die Vermessung der Flanschumrisse der gezogenen Blechteile erfolgte photogrammetrisch. Dazu wurde eine Messvorrichtung mit Anlagepunkten für das Blechteil, welche der Tiefziehstempelaußenfläche entsprechen, aufgebaut und ein Kamerasystem installiert, siehe **Bild 81** links.

Die Messvorrichtung ist mit Referenzmarken zur Längen und Höhenskalierung versehen. Die Fotografien der zugeschnittenen Platinen und der gezogenen Blechbauteile wurden in einer Fotoverarbeitungs-Software¹⁴ entsprechend skaliert und transformiert. Die Koordinaten der 16 Messpunkte wurden durch Antasten mit dem Cursor bestimmt, siehe **Bild 81** rechts.

Die Differenz der Koordinaten von Platinenzuschnitt und gezogenem Blechteil ergeben den Flanscheinzug für jeden Messpunkt $s_{fl,MP}$:

$$s_{fl,MP}^{exp} = \sqrt{\left(x_{fl,MP,ZS}^{exp} - x_{fl,MP,BT}^{exp}\right)^2 + \left(y_{fl,MP,ZS}^{exp} - y_{fl,MP,BT}^{exp}\right)^2} \quad 27$$

Die Darstellung der Flanscheinzüge an den einzelnen Messpunkten erfolgt in den folgenden Ausführungen als Netzdiagramm, siehe **Bild 81** rechts unten.

¹⁴ CorelDRAW

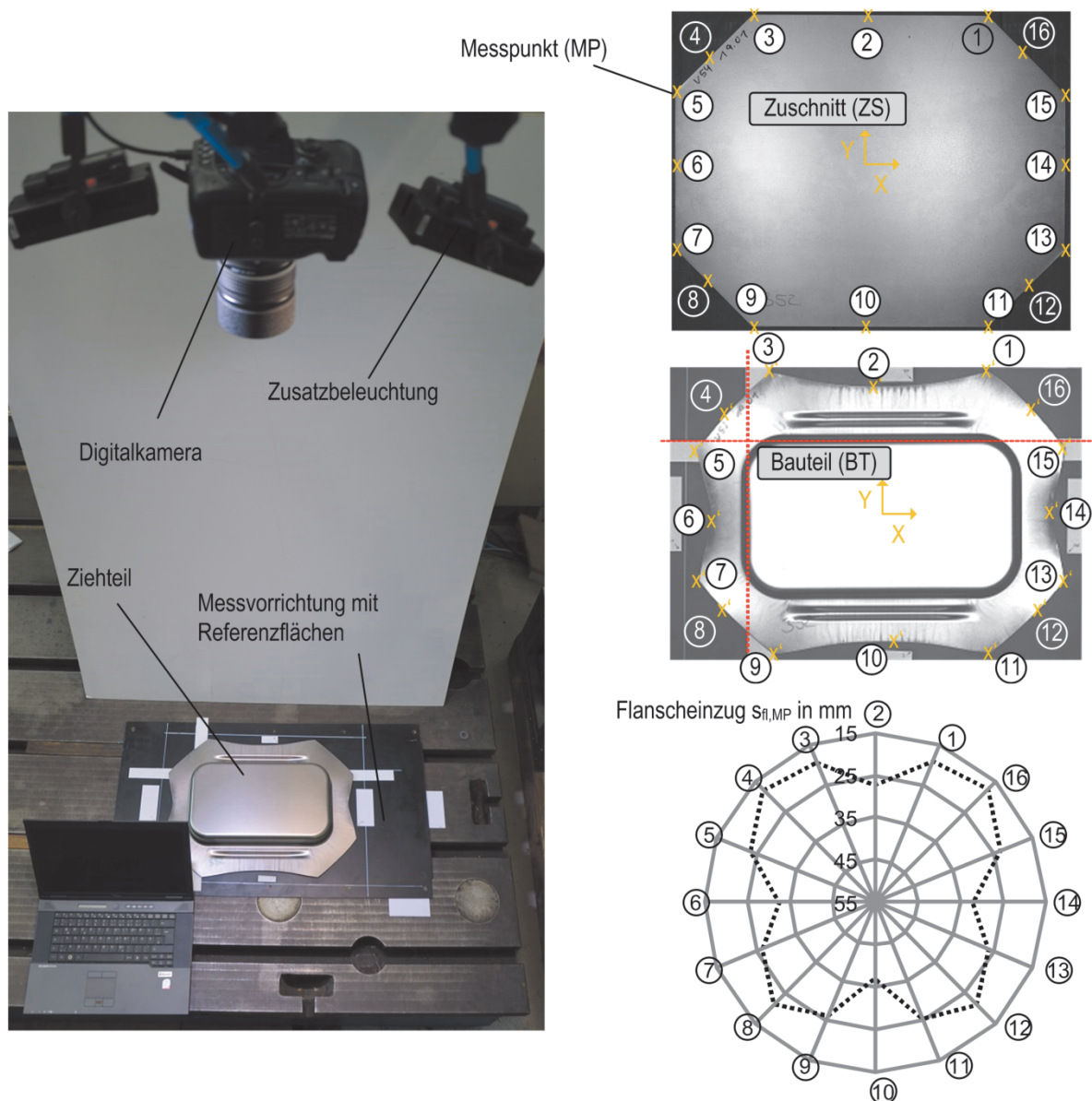


Bild 81 Optische Vermessung des Flanschmusses und Darstellung des Flanscheinzieges als Netzdiagramm

6.2 Modellierung des Blechwerkstoffes

Die eingesetzten Tiefziehwerkstoffe DC04, DC05 und DC06 weisen eine ausgeprägte senkrechte und ebene Anisotropie auf. Zur Modellierung der anisotropen Fließortkurve stehen in LS-DYNA u.a. die Fließhypothesen nach HILL (1948) [52]¹⁵, Hill (1990) [53]¹⁶ und BARLAT UND LIAN [2]¹⁷ zur Verfügung. Da die Kennwerte für die eingesetzten Werkstoffe ausschließlich im einachsigen Zugversuch ermittelt wurden, steht keine biaxiale Fließspannung zur Ermittlung des Biaxexponenten m für die Fließhypothese nach HILL (1990) und des Fließortexponenten

¹⁵ LS-DYNA Materialkarte 122: MAT_HILL_3R

¹⁶ LS-DYNA Materialkarte 243: MAT_HILL_90

¹⁷ LS-DYNA Materialkarte 36: MAT_3-PARAMETER_BARLAT

M für BARLAT UND LIAN (1989) zur Verfügung. Es muss auf Literaturwerte zurückgegriffen werden. Damit ist die Genauigkeitssteigerung der nicht quadratischen Fließhypothesen für das vorliegende Material unsicher. Zudem beträgt die Berechnungszeit für das FE-Prozessmodell mit der Fließhypothese HILL (1948) nur ca. 60 % der Berechnungszeit für die FE-Prozessmodelle mit Hill (1990) und BARLAT UND LIAN (1989). Da die Berechnungszeit für die umfangreichen Modelle der erweiterten FE-Prozesssimulation derzeit einen kritischen Wert darstellt, wird für die weiteren Untersuchungen die Materialkarte *MAT_122 zur Abbildung des Blechwerkstoffes eingesetzt. Die im Zugversuch in Walzrichtung (WR) ermittelten Fließkurven wurde nach SWIFT [98] extrapoliert.

6.3 Reibungsverhältnis zwischen Blech und Werkzeug

Die genaue Abbildung der Reibverhältnisse in der Wirkfuge zwischen Blech und Werkzeug ist von besonderer Bedeutung für die Ergebnisqualität der FE-Prozesssimulation. Schon geringe Schwankungen des Reibwertes haben einen großen Effekt auf das Einzugsverhalten des Blechmaterials während des Tiefziehens. Die Reibkraft wird in allen bekannten FE-Prozesssimulations-Anwendungen nach dem Coulomb'schen Reibgesetz aus der Normalkraft berechnet.

Für die vorliegenden Werkzeug-Blech-Kombinationen standen keine experimentell ermittelten Reibzahlen zur Verfügung. Zudem war der Stahlwerkstoff des Werkzeuges nicht bekannt und es konnte aufgrund des Fehlens eines definierten Reibpartners kein Streifenzugversuch durchgeführt werden. Daher wurde zur Bestimmung der Reibzahl wurde daher auf die inverse Bestimmung durch den Abgleich des Flanscheinzuges eines FE-Simulationsmodelles und des gezogenen Bauteils zurückgegriffen. Aufgrund seiner einfachen Geometrie und der nah an der Wirkfuge eingebauten Messtechnik wurde das Versuchswerkzeug ohne Ziehsicken eingesetzt. Für die Reibzahlbestimmung wurden der Stößelweg und -kipfung sowie die Kraftverläufe aller 10 Pinolen aufgezeichnet.

Die gemessenen Bewegungsgrößen des Stößels wurden als Weg- bzw. Winkelvorgaben am Ziehring des FE-Simulationsmodells definiert. Die gemessenen Pinolenkräfte wurden direkt auf die am elastisch modellierten Niederhalterhalter angreifenden Pinolenstirnflächen angetragen (**Bild 82** rechts oben).

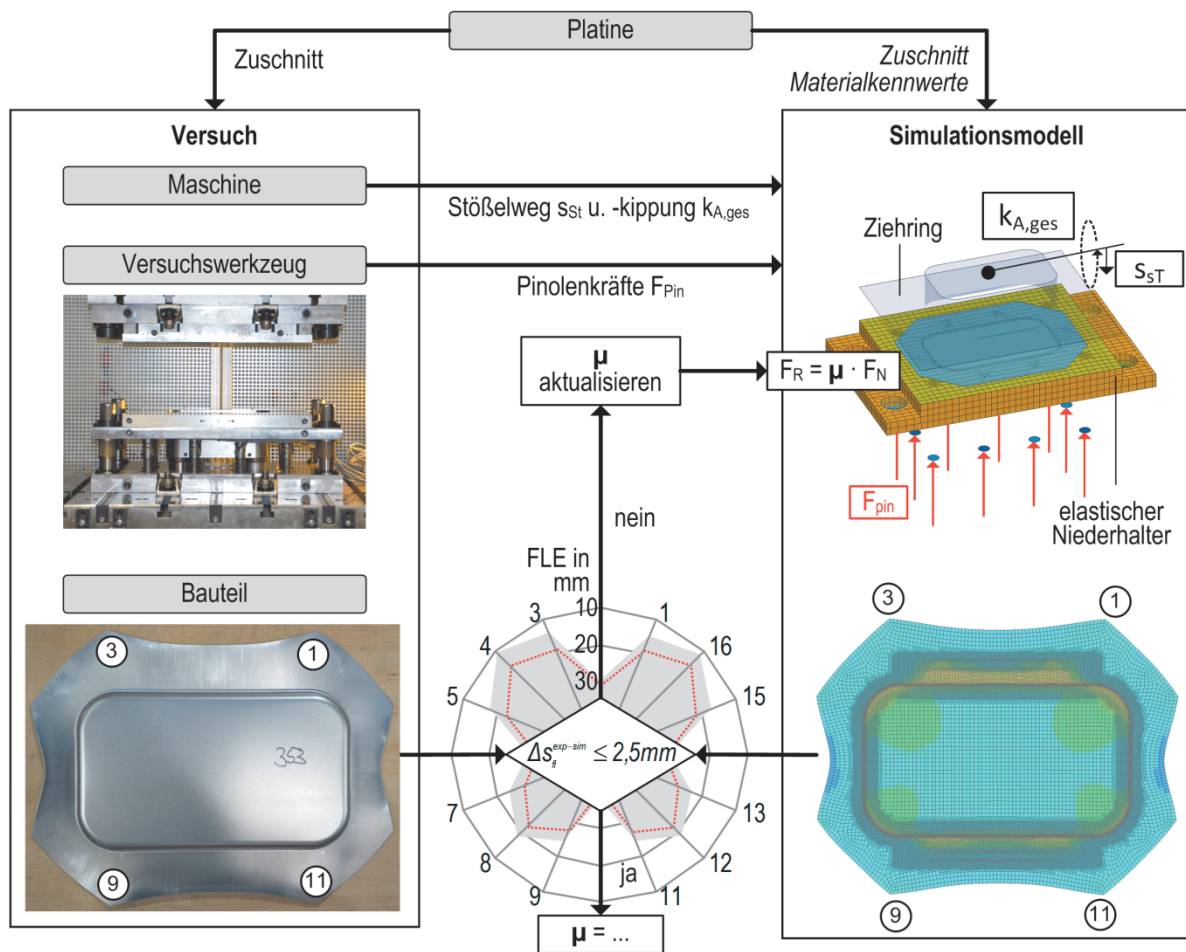


Bild 82 Inverse Ermittlung des Reibwertes durch Abgleich des Flanschumrisses am Versuchsbauteil

Zur inversen Ermittlung der Reibzahl wurden die simulierten mit den gemessenen Flanschumrissen an den 16 definierten Messpunkten verglichen, siehe **Bild 82** unten. Zur Bewertung des Simulationsmodells ist die Einführung eines weiteren Kennwertes notwendig, welcher die Abweichung des simulierten Flanscheinzugs vom gemessenen Flanscheinzug charakterisiert. Dies geschieht durch die Berechnung der Wurzel aus der Summe der mittleren Fehlerabstandsquadrate der Flanscheinzüge aller 16 Messpunkte:

$$\Delta s_{fl}^{exp-sim} = \sqrt{\frac{1}{n_{MP}} \sum_{i=1}^{n_{MP}} (s_{fl,MP,i}^{exp} - s_{fl,MP,i}^{sim})^2} \quad 28$$

Die Identifikation des Wertes des Reibzahl erfolgt durch Minimierung des Kennwertes $\Delta s_{fl}^{exp-sim}$. **Bild 83** rechts zeigt exemplarisch den Flanscheinzug der Rechteckwanne aus DC04 bei einer Niederhalterkraft von 160 kN. Da alle Versuche ohne Schmiermittel durchgeführt wurden, ist der Wert der Reibzahl als geschwindigkeitsunabhängige Größe definiert. Die

Parameteridentifikation wurde bei einer durchschnittlichen Abweichung $\Delta s_{fl}^{exp-sim}$ der simulierten und gemessenen Flanscheinzüge von weniger als 2,5 mm abgebrochen. Der Werte der Reibzahl μ für DC04 wurde dabei als 0,15 ermittelt.

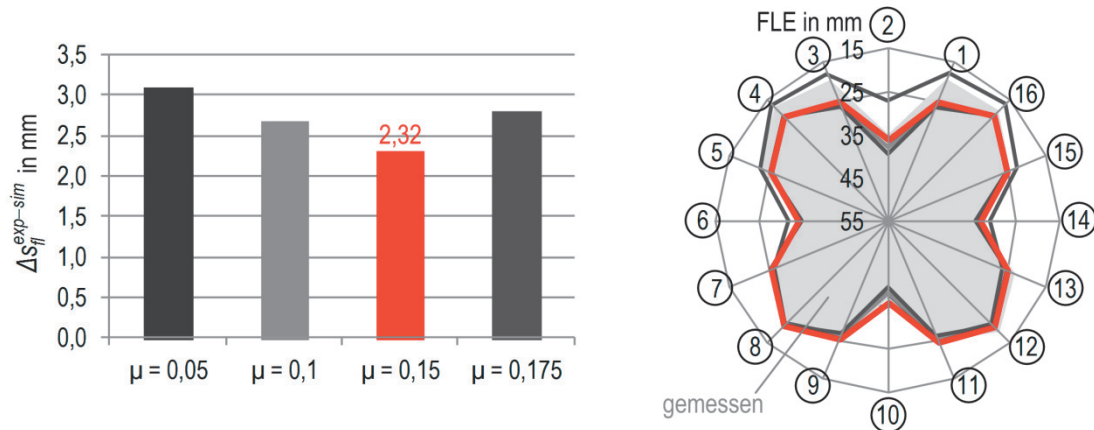


Bild 83 Reibwertermittlung durch Variation des Reibwertes μ zur Minimierung der durchschnittlichen Abweichung zwischen den Flanscheinzügen aus Simulation und Experiment am Beispiel von DC04

Diese Vorgehensweise wurde auf alle im weiteren Versuchsplan verwendeten Werkstoffe angewendet. In **Tabelle 22** sind die ermittelten Werte der Reibzahlen zusammengefasst.

Tabelle 22 Invers ermittelte Reibwerte für verwendete Blechwerkstoffe

Werkzeug-WST	Stahl – Sorte unbekannt			
Blech-WSt.	DC04	DC05	DC06	HC340
Schmierung	Trocken	Trocken	Trocken	trocken
invers ermittelt	0,15	0,120	0,100	0,125

6.4 Modellerweiterungen Werkzeug

6.4.1 Modellerstellung

Für das Rechteckwannenwerkzeug mit Ziehstäben ist es notwendig die Wirkung der Ziehstäbe im FE-Prozessmodell zu berücksichtigen. Die Abbildung von Ziehstäben im Prozessmodell kann sowohl durch analytisch beschriebene Randbedingungen am Blech als auch durch die geometrische Nachbildung des Ziehstabes im Werkzeugnetz erfolgen. Aufgrund der fehlenden Wechselwirkung zwischen analytisch modelliertem Ziehstab und dem Werkzeug sowie der höheren Abbildungsgenauigkeit der physischen Ziehstäbe im Übergangsbereich (vgl. **Kapitel 4.4.3**) werden diese in den weiteren Prozessmodellen verwendet. Das Strukturmodell des Ziehstabes erfordert in dessen Wirkbereich ein entsprechend feines Blechnetz bevor die Ziehsticke eingepresst wird, da sonst unzulässige Kontaktdurchdringungen auftreten. Daher verfährt der Ziehring erst nach zwei Verfeinerungsschritten durch die Vorgabe einer Geschwindigkeitsrandbedingung nach unten. Um eine Niederhalterbewegung in positiver Z-Richtung

während des Einprägens der Ziehsicken zu unterbinden, wird die Niederhalterkraft passiv mittels eines diskreten Elementes mit einer wegabhängigen Kraftkennlinie aufgebracht (**Bild 84**).

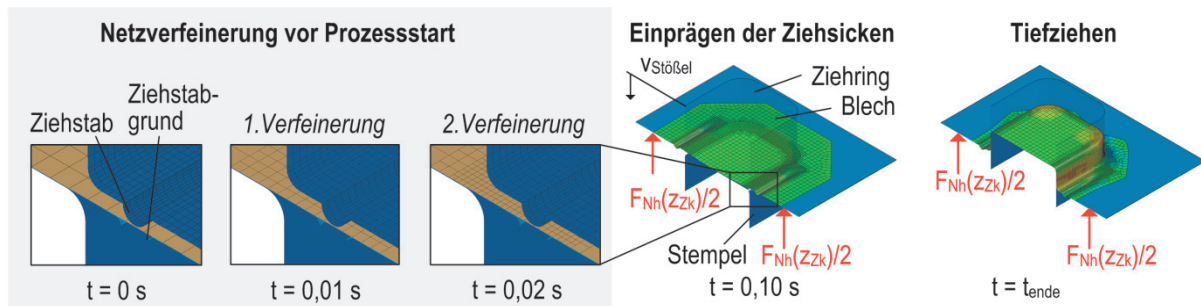


Bild 84 Prozessmodell mit Strukturmodell des Ziehstabes erfordert Netzverfeinerung vor Prozessstart

Die elastische Modellierung der Werkzeuge erfolgt durch Hybridnetze aus Hexaederelementen und Schalenelementen. Im Beispiel bilden Hexaederelemente mit einer Kantenlänge von 20 mm den elastischen Körper des Werkzeuges. Die Werkzeugaktivfläche wird durch ein feines Kontaktschalennetz ohne Dicke und Biege widerstand repräsentiert. Das grobe Hexaedernetz und das feine Schalennetz werden durch eine algebraische Zwangsbedingung miteinander verknüpft, siehe **Bild 85**. Der Ziehstab und Ziehstabgrund werden lediglich in den WZ-Aktivflächen strukturell berücksichtigt. Die Platine ist ausschließlich mit den WZ-Aktivflächen in Kontakt und kann im Bereich des Ziehstabgrundes die Hexaederelemente des Niederhaltergrundkörpers frei durchdringen, siehe **Bild 85** rechts unten.

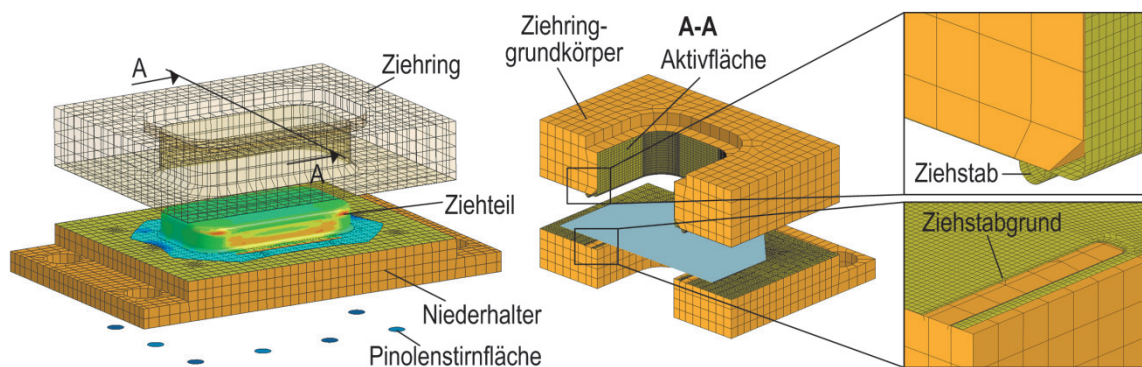


Bild 85 Hybridvernetzung aus Hexaeder-Elementen und Nullschalenelementen

6.4.2 Einflussanalyse der elastischen Werkzeugeigenschaften

Ausgehend von einem FE-Prozessmodell mit starr modellierten Werkzeugaktivflächen und ideal steifen Maschinenrandbedingungen (**Bild 86 A1**) wurden zunächst schrittweise die elastischen Eigenschaften des Niederhalters (WZ1), der Matrice (WZ2) und deren Kombination (WZ3) implementiert. Die Elastizität des Stempels hat für die vorliegende Prozess-Maschine-Konfiguration keinen Einfluss auf die Bewertungsgröße „Flanscheinzug“ und wird daher bei der Analyse nicht berücksichtigt. Die Maschineneigenschaften wurden zunächst als ideal steif vorausgesetzt. Der Vergleich der Simulations- und Messergebnisse zeigt keinen signifikanten

Einfluss der Werkzeughartigkeiten hinsichtlich der Genauigkeit der Flanscheinzugsvorhersage (**Bild 86**). Da die Matrize als massive Stahlplattenkonstruktion ausgeführt ist und zusätzlich im Modell an einer starren Stößeloberfläche anliegt, wirkt sich deren Elastizitäten kaum auf das Berechnungsergebnis aus. Lokale Deformationen des Niederhalters befinden sich im Bereich von 0,01 mm bis 0,015 mm. Der Einfluss dieser geringen Deformationen lässt sich mit den verwendeten Schalenelementen (keine Spannung bzw. Kraftaufnahme in Z-Richtung) und des eingesetzten Kontaktmodells (Penalty-Kontakt) numerisch nicht mehr nachweisen.

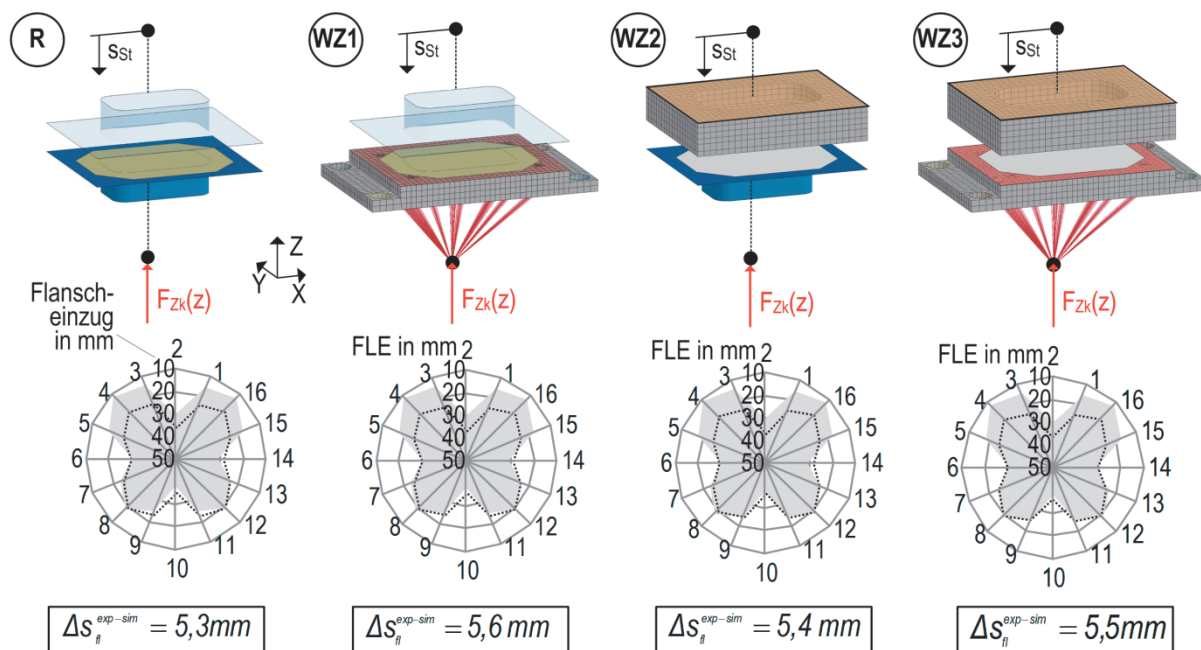


Bild 86 Schrittweise Erweiterung des FE-Prozessmodells um die Eigenschaften des Niederhalters, des Stempels und der Matrize bei gleichzeitig ideal steifen Maschinenrandbedingungen

6.5 Modellerweiterung Maschine

6.5.1 Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften des Stößelsystems

Das Modell des Stößelsystems besteht aus der kippelastische, starren Stößelstruktur und des biegeelastischen Ersatzmodell der Werkzeugaufspannplatte (**Bild 87**). Die kippelastischen Modelle wurden mit Einfluss der Werkzeugführung auf die Kippsteifigkeit des Stößels gerechnet, wobei die Werkzeugführung eine Steigerung der Kippsteifigkeit um 20 % bewirkt. Das Modell erfordert die Ermittlung von vier Parametern zur Charakterisierung der Kippsteifigkeit des Stößelsystems und von mindestens 3 Parametern durch Abbildung der Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatte. Die Anzahl notwendiger Segmente des biegeelastischen Ersatzmodells ist von der gewünschten Abbildungsgenauigkeit und Komplexität der Stößelstruktur abhängig.

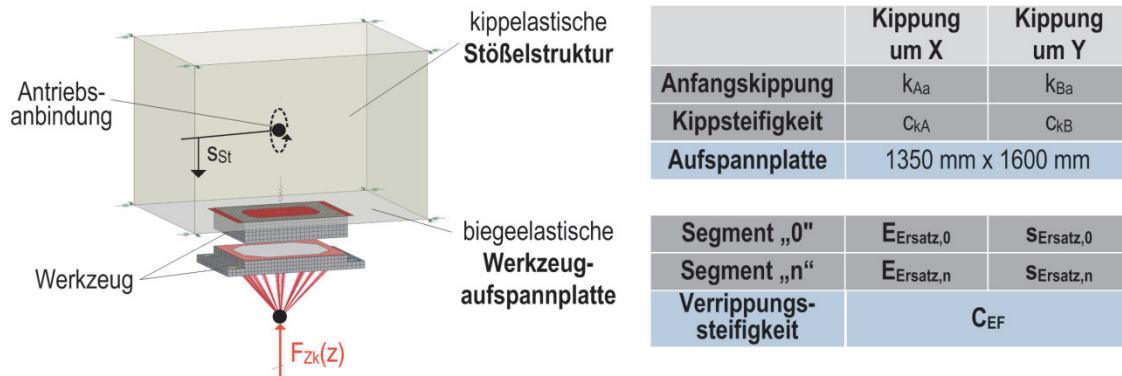


Bild 87 rechts: Erweiterung des FE-Prozessmodells um die elastischen Eigenschaften des Stößelsystems der Versuchspresse, links: zugehörige Modellparameter

Die Ermittlung der Kippsteifigkeiten der Versuchspresse erfolgte nach DIN55189 [26], siehe **Bild 88**. Dazu wurde ein außermittig positionierter Messkörper (10 % der Tischbreite) schrittweise bis auf 50 % der Pressennennkraft belastet. Der Messkörper besteht aus einer Kraftmessdose (Messbereich 2000 kN) und eine Kugelkalotte zur gegenmomentfreien Krafteinleitung. Die Verlagerung der Stößelplatte wurde mit vier taktilen Wegaufnehmern an den Ecken der Stößelplatte erfasst.

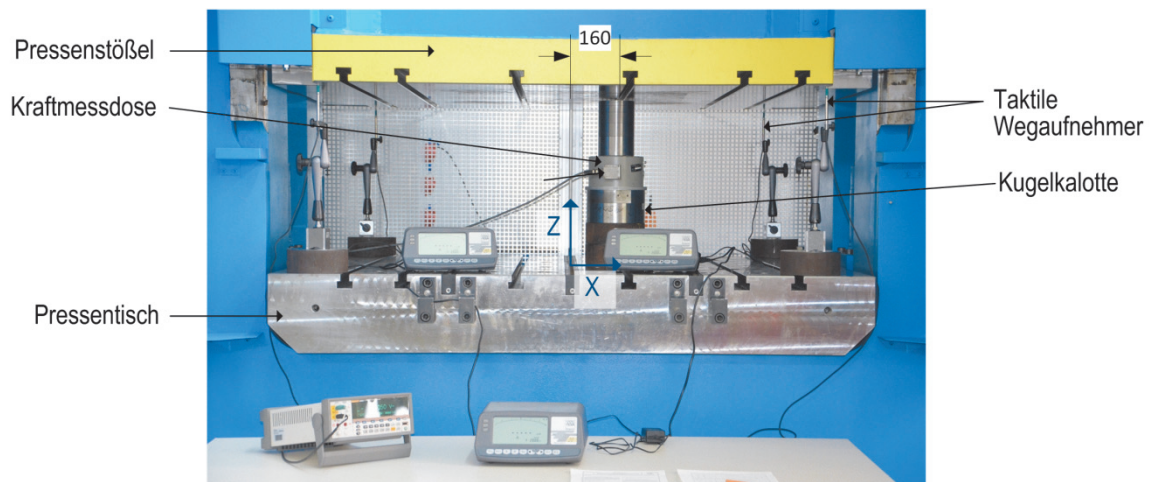


Bild 88 Messaufbau zur Bestimmung der Kippsteifigkeit der Versuchspresse nach DIN55189

Aus der gemessenen Stößelkippung und der gemessenen Kraft lässt sich die Kippsteifigkeit der Presse im linearelastischen Bereich um die X- und Y-Achse durch eine lineare Regressionsgerade berechnen (**Bild 89**). Der Schnittpunkte der Geraden mit der Y-Achse markiert die nichtlineare „Anfangskippung“ des Stößelsystems. Die Kippsteifigkeit um die Y-Achse weist aufgrund der Gestellbauweise eine größere Steifigkeit als um die X-Achse auf. Die Kippsteifigkeit um die Y-Achse ist ungefähr doppelt so hoch wie um die X-Achse. Desweiteren ist festzustellen, dass die Kippsteifigkeiten von der jeweiligen Drehrichtung um die Achse abhängig sind, siehe **Bild 89**.

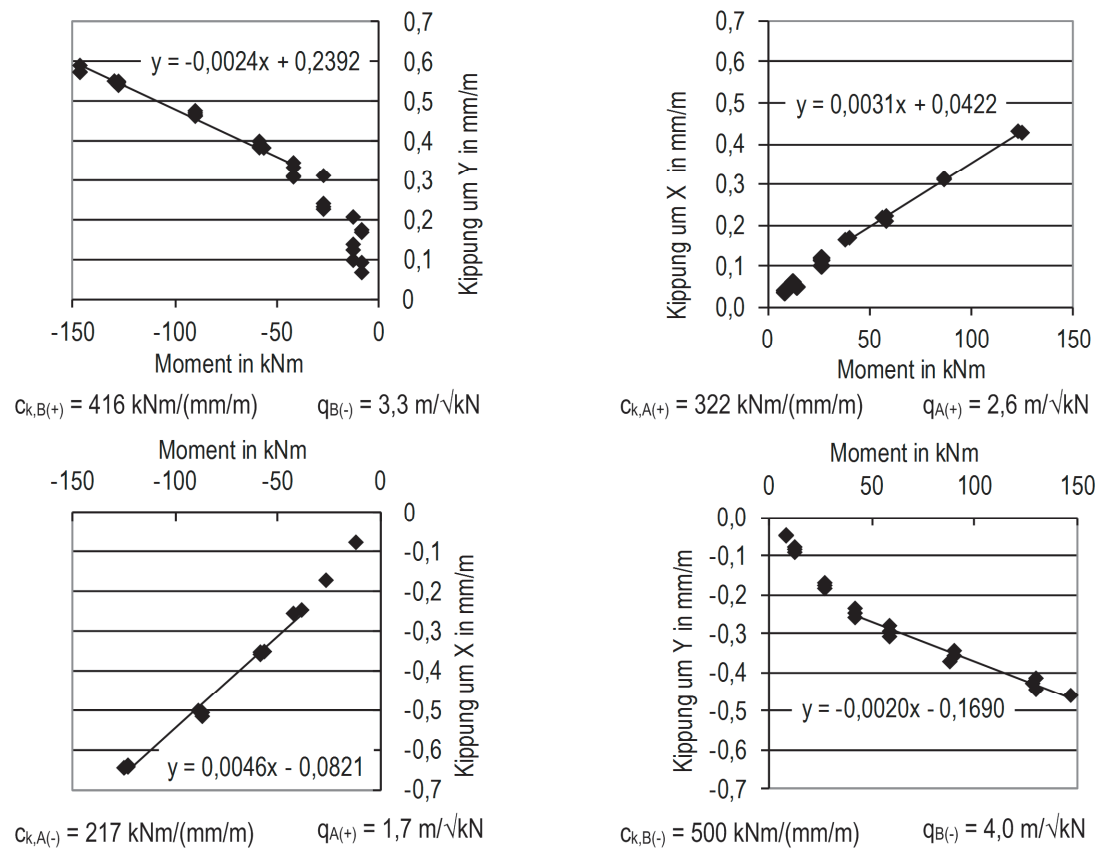


Bild 89 Gemessene Stößelkippung und daraus abgeleitete Kippsteifigkeiten und Kippsteifebeiwerte für die Versuchspresse „Röcher“

Die Bestimmung der Stößeldurchbiegung erfolgt auf Basis eines vollnetzten Hexaedermodells des geschweißten Stößels der Versuchspresse. Zur Demonstration der zweckmäßigen Versuchsbelastung wurde die Stößelstruktur sowohl mittig mit Pressennennkraft ($F_{Nenn}=2500 \text{ kN}$) und als auch mit vier Belastungszylindern und jeweils einem Viertel der Pressennennkraft pro Zylinder beaufschlagt. Die Verlagerung der Werkzeugaufspannplatte in Z-Richtung relativ zu den Stößecken wurde an acht definierten Messstellen berechnet, siehe **Bild 90**. Wie zu erwarten, biegt sich die Werkzeugaufspannplatte bei mittiger Belastung mit einem Zylinder am stärksten in der Mitte des Stößels durch. Wird die Stößelstruktur jedoch mit 4 Zylindern belastet zeigt sich in Abhängigkeit des Abstandes der Zylinder zueinander ein anderes Durchbiegungsverhalten, siehe **Bild 90** rechts. In diesem Beispiel wird jeweils ein Viertel der Pressennennkraft pro Zylinder in die Stößelstruktur eingetragen. Durch den 1-Punktantrieb der Presse befindet sich der Ort größter Durchbiegung nicht in der Mitte des Stößels sondern an den Orten der Krafteinleitung. Die Verlagerung bezogen auf die Referenzpunkte am Stößelrand fällt in der Mitte auf nahezu Null ab.

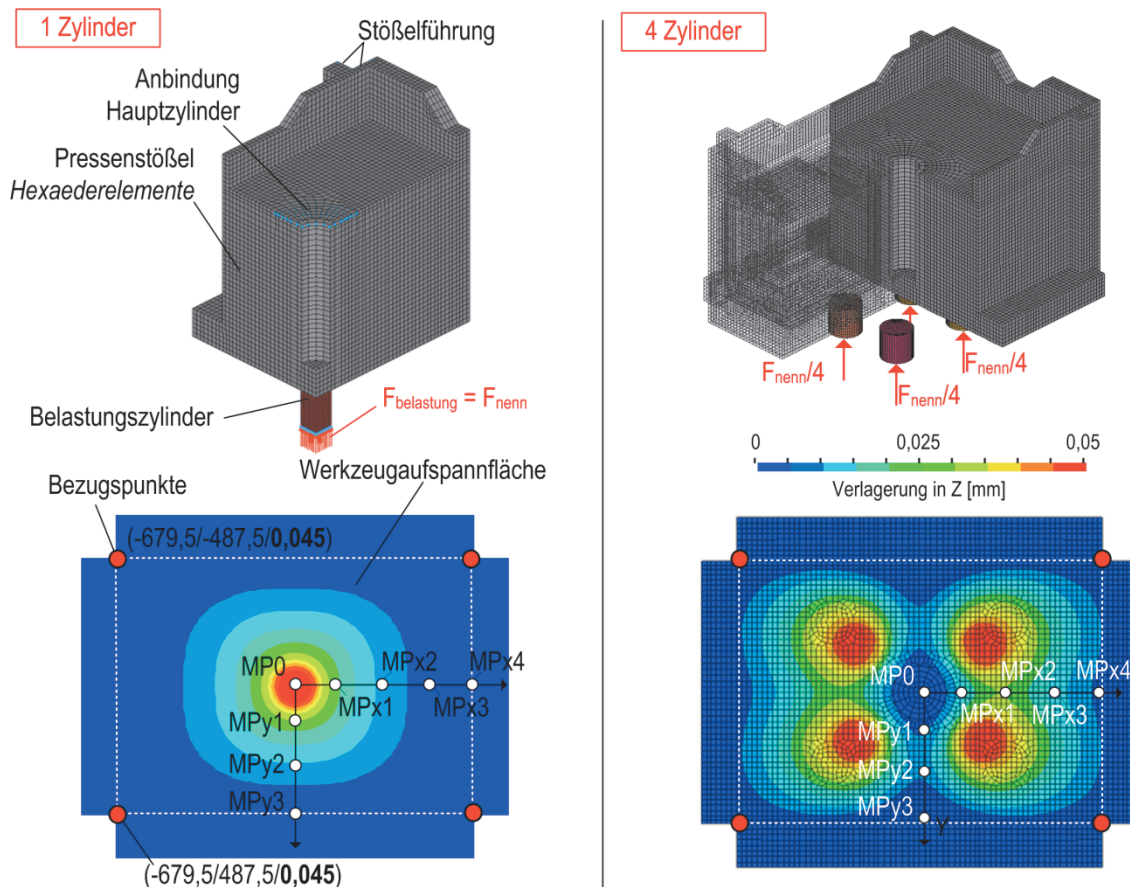


Bild 90 FE-Simulation der Durchbiegung der Aufspannplatte am Stößel

Die Messwerte bilden die Grundlage für die inverse Bestimmung der Modellparameter des Ersatzmodells nach **Kapitel 5.2**. Die Minimierung der Zielfunktion Δz_{Ersatz} (**Gleichung 8**) resultiert nach fünf Iterationen für das Ersatzmodell (1) in einer durchschnittlichen Abweichung pro Messpunkt von 0,028 mm (**Bild 91** links oben). Das Ersatzmodell (2) mit 2 Segmenten und insgesamt 4 Freiheitsgraden (2 x Ersatzelastizitätsmodul, 2 x Ersatzschalendicke) erreicht deutlich bessere Abbildung der Durchbiegung bei mittlerer Belastung. Die Abweichung von für die acht Messpunkt beträgt lediglich 0,006 mm und erfüllt damit das Genauigkeitskriterium. Die Identifikation dieses Minimums erfordert 80 Simulationen bei 8 Iterationen. Wird das Ersatzmodell um zwei weitere Segmente erweitert ist die Abbildung des Durchbiegungsverhaltens mit einem Fehler von 1% möglich. Die Anzahl notwendiger Anzahl Simulationen steigt auf 480 (siehe **Anhang 3**). Wird das Ersatzmodell (2) mit lediglich 2 Segmenten auf den Belastungsfall mit 4 Zylindern angewendet, kann das gemessene Durchbiegungsverhalten nicht abgebildet werden, siehe **Bild 91** rechts unten. Die Ersatzstruktur zeigt eine deutlich überhöhte Durchbiegung in der Mitte des Stößels. Gerade dort ist jedoch bei Karosserieziehwerkzeugen der Kontakt zwischen Stempel und geschlossener Matrice entscheidend für die Ausprägung der Formelemente. Die Ursache liegt an der Position des Stößelantriebs und der versteifenden Wirkung der Rohrkonstruktion des Rippenkreuzes zwischen Werkzeugaufspannplatte und An-

triebsanbindung. Das Einführen einer zusätzlichen, versteifenden Feder ermöglicht eine signifikant bessere Nachbildung des tatsächlichen Stößeldurchbiegung (**Bild 91** links unten). Die mittlere Abweichung pro Messpunkt beträgt lediglich 0,005 mm. Die Identifikation der insgesamt fünf Variablen erfordert 100 Simulationen bei 10 Iterationen.

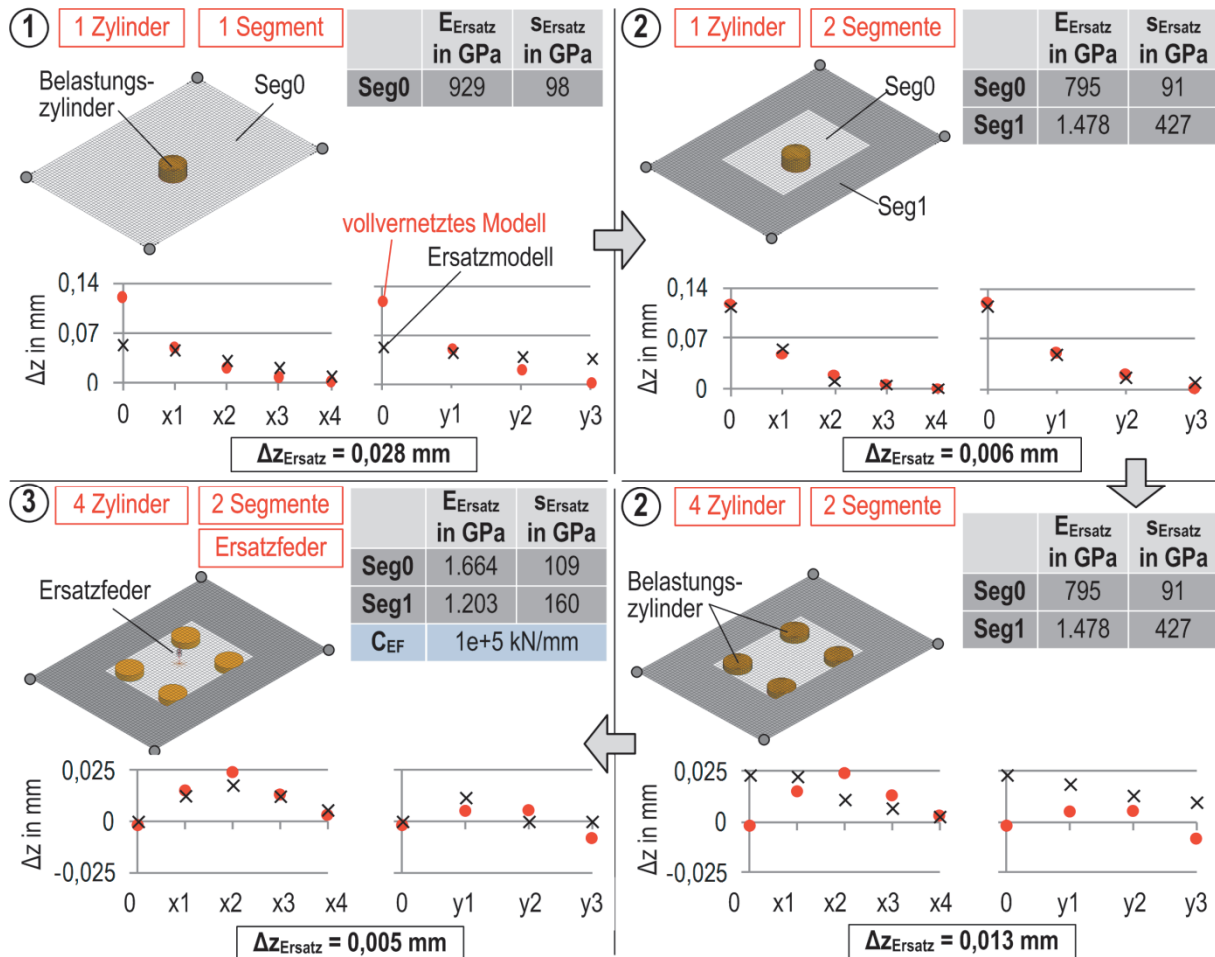


Bild 91 Strategie zur Ermittlung der Ersatzmodellstruktur und der entsprechenden Parameter am Beispiel der Werkzeugaufspannplatte am Stößel der Versuchspresse

Die Abbildungsgenauigkeit des Ersatzmodells (3) der Aufspannplatte mit 2 Segmenten plus Ersatzfeder unter Prozessbedingungen zeigt **Bild 92**. Das FE-Prozessmodell wurde sowohl mit Ersatzmodell als auch mit einem vollvernetzten Stößel berechnet. Aufgrund der massiven Bauweise des vorliegenden Matrize-Stößel-Systems kein Unterschied bei der Deformation der Matrize oder des simulierten Bauteils festgestellt werden. Die Ersatzmodellierung ermöglicht signifikant kürzere Berechnungszeiten und erfordert zudem keine Kenntnis über die genauen Geometriedaten der Presse. Der Vergleich der Verlagerungen in Z-Richtung an den acht o.g. Messstellen des vollvernetzten Stößelstrukturmodells mit dem Ersatzmodell zeigt Abweichungen im Bereich von 2 μm , siehe **Bild 92** unten.

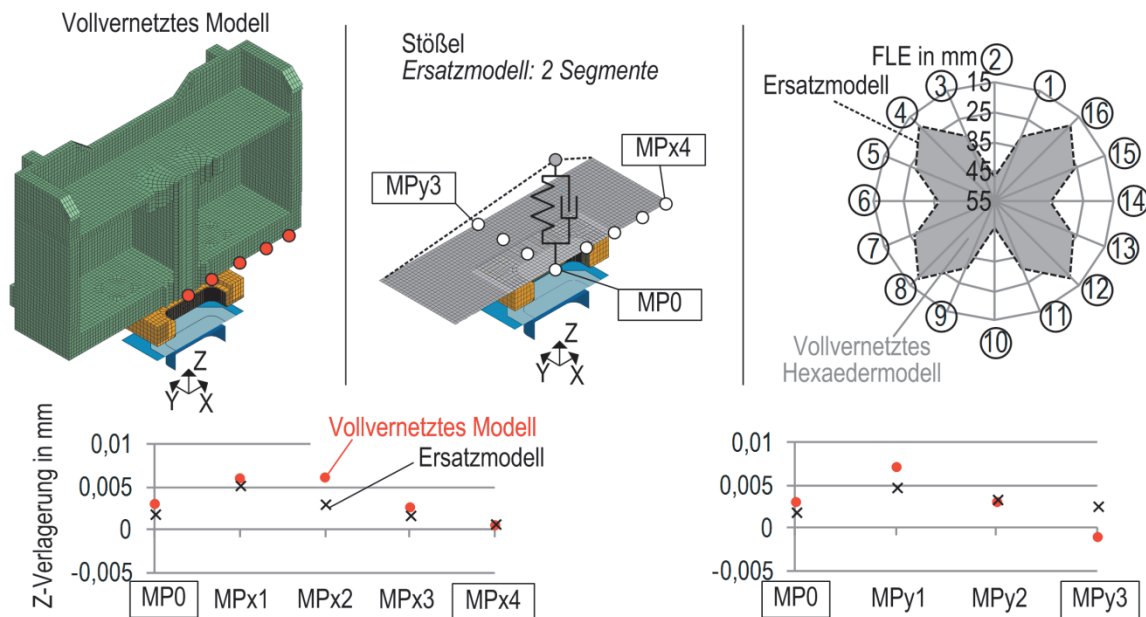


Bild 92 Erweiterung des FE-Prozessmodells mit der Biegenachgiebigkeit der Werkzeugaufspannplatte des Pressenstößels: Vergleich vollvernetztes Hexaedermodell und Ersatzmodell

6.5.2 Berücksichtigung der Ziehkissenmechanik

Da die Versuchspresse über ein 4-Punkt-Ziehkissen mit Säulenführungen verfügt, wurden die Modellstrukturvarianten aus **Tabelle 16** für die Implementierung in das FE-Prozessmodell ausgewählt und untersucht. Das elastische Druckkastenmodell wurde sowohl als Strukturmodell mit Führungssteifigkeiten als auch als Schalenmodell mit Ersatzelastizitätsmodul und –schalendicke ausgeführt wurde, siehe **Bild 93**.

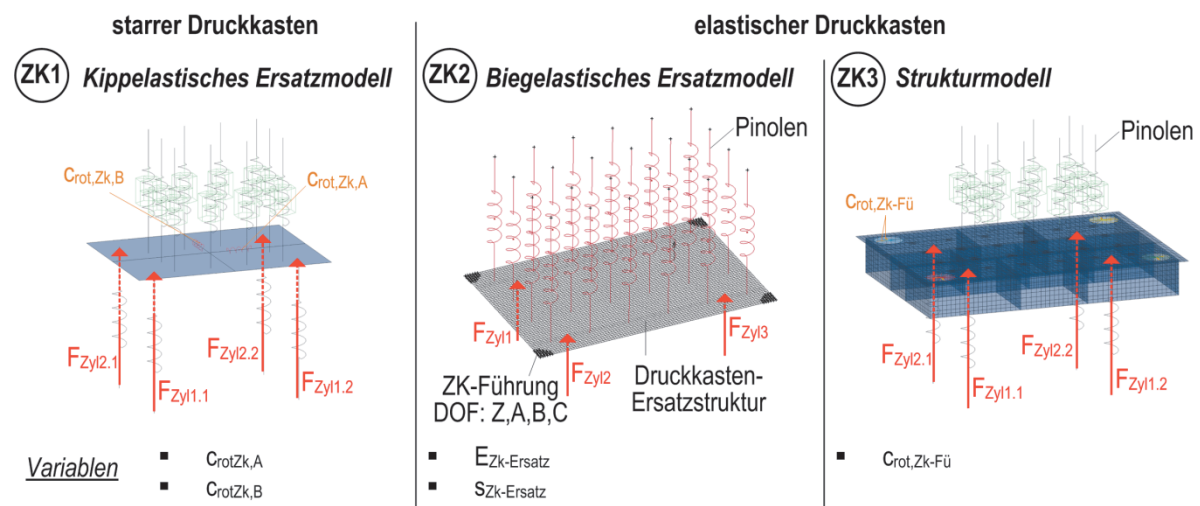


Bild 93 betrachtete Ziehkissenmodelle zur Abbildung der Versuchsumgebung

Die Steifigkeitswerte des kippelastischen Ziehkissenmodells (Modell ZK1) und die Führungssteifigkeiten des Strukturmodells (Modell ZK3) wurden mithilfe von Messwerten kalibriert. Die Parameteridentifikation für das biegeelastische Ersatzmodell (Modell ZK2) erfolgte aufgrund

der Nichtverfügbarkeit einer entsprechenden Messeinrichtung auf Basis von virtuellen Messwerten aus der FE-Simulation. Dazu wurde ein volldiskretes Hexaedermodells des Ziehkissensendruckkastens aufgebaut.

Modell ZK1) kippelastisches Ersatzmodell

Zur Ermittlung der Kippsteifigkeiten wurde das Ziehkissen mit dem Rechteckwannenwerkzeug außermittig im Leerhub (ohne Blech) belastet. Es wurden die Pinolenkräfte, die Stößelkippung und die Zylinderkräfte im Ziehkissen gemessen. Die Belastung pro Zylinder wurde schrittweise (30 kN, 40 kN, 50 kN, 70 kN) gesteigert. Das kippelastische Modell ermöglicht eine analytische Bestimmung der Steifigkeitsparameter. Unter Annahme eines kippsteifen Stößels bei der statischen Pressenvermessung ergibt sich die Kippsteifigkeit des Ziehkissens um die X-Achse von 5,586 kNm/mm/m (Kehrwert des Anstiegs der Geraden), (**Bild 94**).

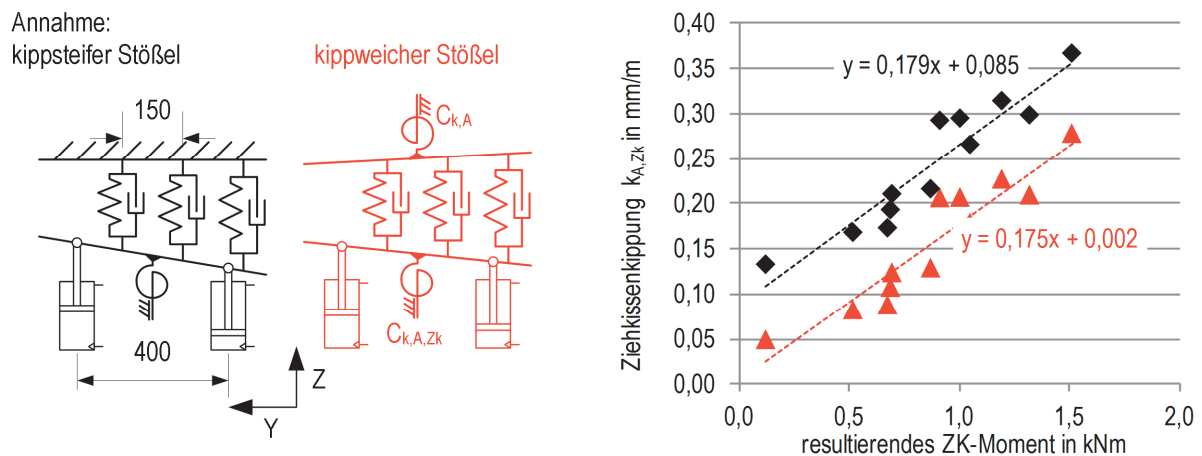


Bild 94 Verhalten des 4-Punkt-Ziehkissens bei außermittiger Krafteinleitung

Wird die Verkipfung des Stößels berücksichtigt, verringert sich die berechnete Verkipfung des Ziehkissens bei gleichem Lastmoment. Diese korrigierte Ziehkissenkippsteifigkeit fällt mit 5,714 kNm/(mm/m) etwas höher aus. Der entscheidende Unterschied stellt die berechnete, nichtlineare Anfangskippung des Ziehkissens dar. Beim Vergleich der beiden Steifigkeitsgeraden fällt auf, dass die Verschiebung der Gerade entlang der Ordinate fast ausschließlich aus der Anfangskippung des Pressenstößels resultiert. Die Führung des Ziehkissens kann damit als nahezu spielfrei betrachtet werden. Die Ziehkissenkippsteifigkeit ist im Vergleich zu den im Stand der Technik aufgelisteten Ziehkissen sehr gering. Dies liegt an der sehr kurzen Führungsbuchsenlänge von 80 mm (vgl. Stand der Technik: Führungslängen von 950 mm bis 1500 mm) der 4-fachen Säulenführung des Ziehkissens. Im Simulationsmodell werden rotatorische Feder zur Abbildung der Kippsteifigkeit genutzt. Die rotatorische Steifigkeit ergibt sich für kleine Winkel zu:

$$c_{kA,Zk,rot} = \frac{c_{kA,ZK}}{1000} \cdot \frac{kNm}{rad}$$

29

Modell ZK2) biegeelastisches Ersatzmodell

Das Ersatzmodell B besteht aus einem Schalensegment mit parametrierbarem Elastizitätsmodul und Schalendicke, siehe **Bild 95 rechts**. Die Ziehkissenführungen wurden als Knoteneinspannungen mit freigegebenen translatorischen Freiheitsgraden in Z-Richtung und rotatorischen Freiheitsgraden um alle drei Koordinatenachsen modelliert. Die Zielkräfte für die Parameteridentifikation lieferte das Strukturmodell des Ziehkissens **Bild 95 links**. Die Pinolenkraftverteilung wurde für eine ideal steife Messvorrichtung berechnet, d.h. die Pinolenersatzfedern wurden an der Schnittstelle zur Messvorrichtung fest eingespannt. Das Modell wurde mit jeweils 100 kN pro Ziehkissenzylinder belastet. Dabei werden Pinolenkräfte zwischen 12 kN und 20 kN gemessen. Durch Variation des Elastizitätsmoduls und der Schalendicke wird die Zielfunktion ΔF_{Pin} minimiert. Die Zielfunktion ist die Wurzel aus den mittleren Fehlerabstandsquadrate der gemessenen Pinolenkräfte und den resultierenden Pinolenkräften des Ersatzmodells (vgl. 5.7.2). Zur Ermittlung des globalen Minimums der Zielfunktion wurde erneut die sequentielle Response Surface Methode (SRMS) mit einem linearen Metamodell in der Optimierungsoftware LS-OPT eingesetzt. Die Auswahl der Variablenwerte für die einzelnen Iterationen erfolgt ebenfalls d-optimal. Als Abbruchkriterium wurde $\Delta F_{krit} = \Delta F_{Pin} = 0,1 kN$ gewählt. Dies entspricht 0,5 % der durchschnittlichen Pinolenkraft. Desweiteren wird die Suche nach einem Minimum abgebrochen wenn sich der Wert ΔF_{Pin} von Iteration n zu (n+1) nicht mehr als 0,01 kN ändert. Für das vorliegende Ziehkissen wurde das Minimum der Zielfunktion für ein Ersatzelastizitätsmodul $E_{ers} = 20.695 MPa$ und eine Ersatzelementstärke $s_{ers} = 343 mm$ gefunden, siehe **Bild 95 rechts**.

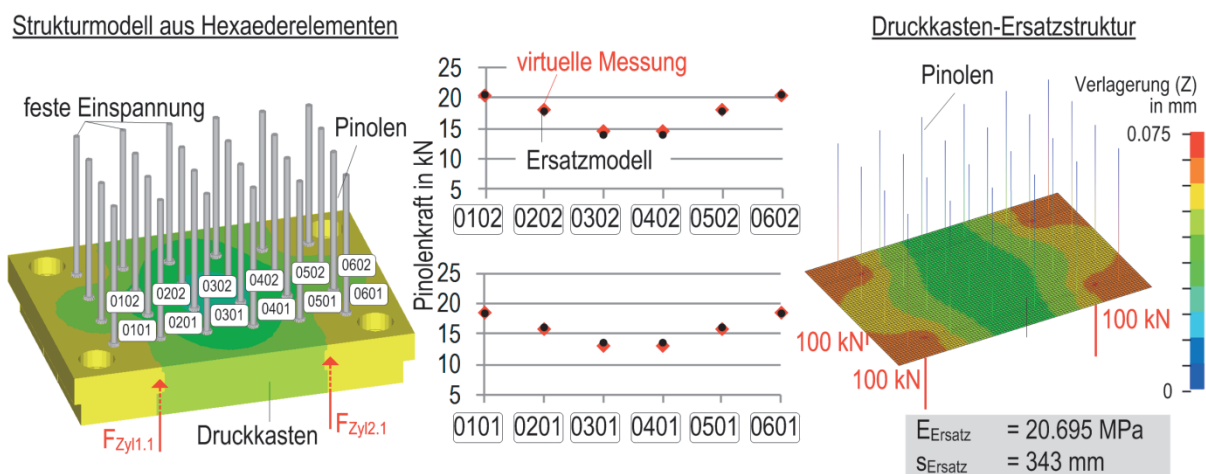


Bild 95 Abweichung der Pinolenkräfte des Ersatzmodells von den virtuell gemessenen Werten

Modell ZK3) Strukturmodell

Modellstruktur ZK3 erfordert die Modellierung des Ziehkissendruckkastens als elastisches Strukturmodell. Hier wurde der Ziehkissendruckkasten als Schalenmodell aufgebaut. Die Führung wurde als rotatorisches Federelement modelliert. Die hier vorliegende kurze Führungslänge von 80 mm bringt eine sehr geringe Steifigkeit der Ziehkissenführung mit sich. Die Ermittlung der Führungssteifigkeit erfolgt invers.

Zusammenfassend sind in **Bild 96** die resultierenden Pinolenkräfte für einen Pressenleerhub mit einer eingestellten Ziehkissenzyylinder-Sollkraft von 70 kN pro Zylinder dargestellt. Aufgrund der weichen Ziehkissenführung und der außermittigen Belastung des Ziehkissens ist für den vorliegenden Fall die Abbildung der Kippsteifigkeit des Ziehkissens von entscheidender Bedeutung zur korrekten Abbildung der Pinolenkräfte. Die Durchbiegung des Druckkastens spielt bei den geringen Belastungen eine untergeordnete Rolle. Die Ermittlung der Ersatzparameter des biegeelastischen Modells (B) auf Grundlage eines vollvernetzten Hexaedermodells des Ziehkissens weist eine größere Abweichung der simulierten von den gemessenen Pinolenkräften auf. Dies zeigt die Notwendigkeit der Vermessung der vorliegenden Maschinenstruktur. Trotz Kalibrierung weichen die Pinolenkräfte des Strukturmodells stärker von den gemessenen Werten ab als die Werte des kippelastischen Ersatzmodells (C).

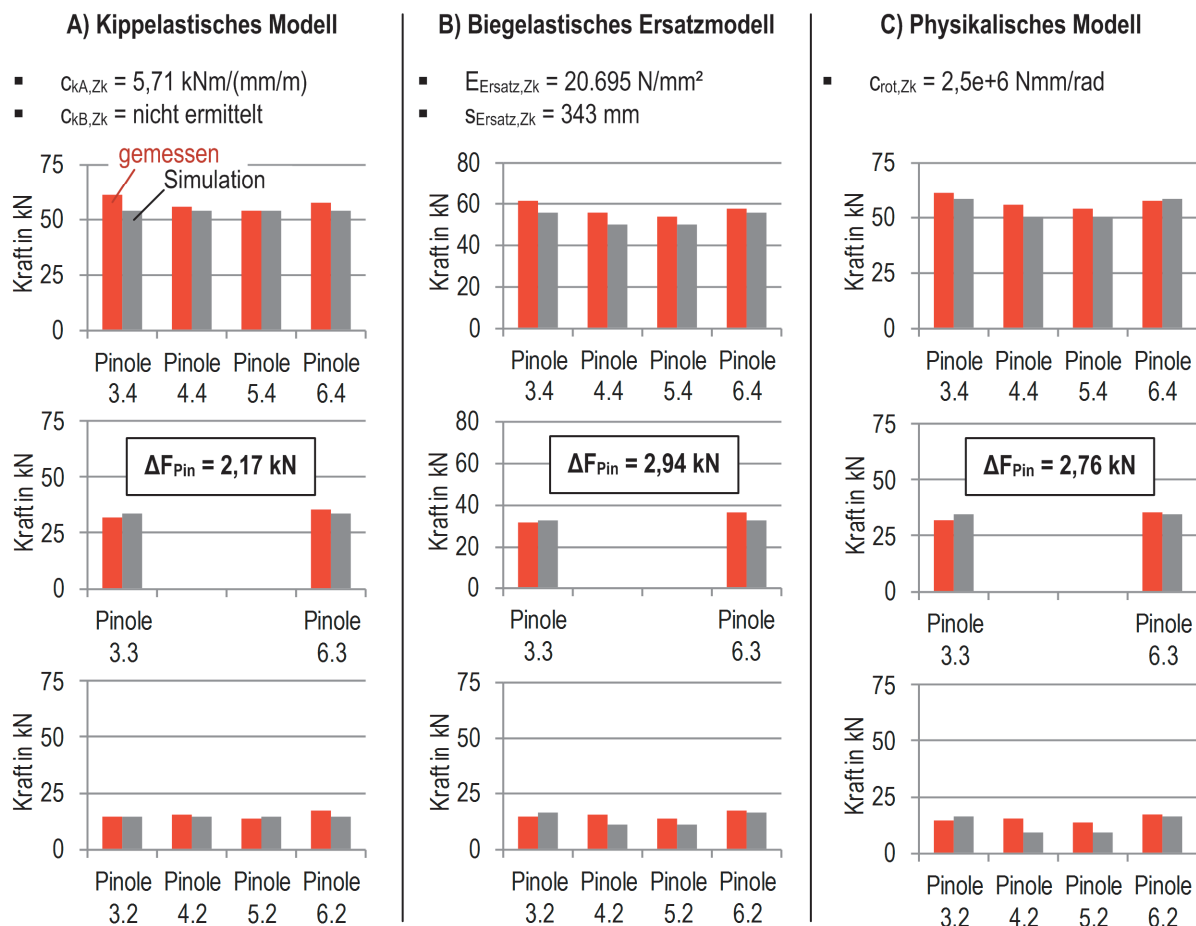


Bild 96 Parameter der Ziehkissenmodelle für das 4-Punktziehkissen der Versuchspresse und der daraus resultierende Pinolenkräfte (exemplarisch für $F_{Zk,soll} = 280 \text{ kN}$ vSt = 10 mm/s)

In den folgenden Untersuchungen am FE-Prozessmodell wird sich zeigen, ob der größere Modellierungs- und Kalibrierungsaufwand von Modellstruktur B und C dennoch zu einer Verbesserung der Prognosefähigkeit des FE-Prozessmodells führt oder ob eine einfache kippelastische Modellerweiterung genügt.

6.5.3 Validierung der erweiterten FE-Prozessmodelle

Die schrittweise Erweiterung des FE-Umformprozessmodells mit den elastischen Eigenschaften der Presse und des Werkzeuges liefert einen Einblick, welche Modellerweiterungen für die vorliegenden Konfigurationen eine Verbesserung der Prognosefähigkeit des Modells mit sich bringen. Exemplarisch wurde hier der Tiefziehversuch mit DC04 auf dem Rechteckwannenwerkzeug mit eingebauten Ziehsicken zum detaillierten Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem Experiment untersucht. Das Ziehteil wurde bei einer Stößelgeschwindigkeit von $v_{St} = 10 \text{ mm/s}$ und einer Ziehkissen-Sollkraft von insgesamt 200 kN durchgeführt. Als erster Schritt wurde die Lagerung der Matrice elastisch modelliert. Dazu wurde das FE-Prozessmodell zunächst mit einer starren Matrice an einem kippelastischen Pressenstößelmodell erweitert (**Bild 97 links**). Damit ist das Modell in der Lage auf die außermittige Einbauposition des Werkzeuges mit einer Kippbewegung des Stößels zu reagieren. Desweiteren wurde die Matrice an das rein biegeelastische Ersatzmodell der Stößelplatte (**Bild 97 mitte**) und an das biege- und kippelastische Ersatzmodell des Pressenstößels geknüpft (**Bild 97 rechts**).

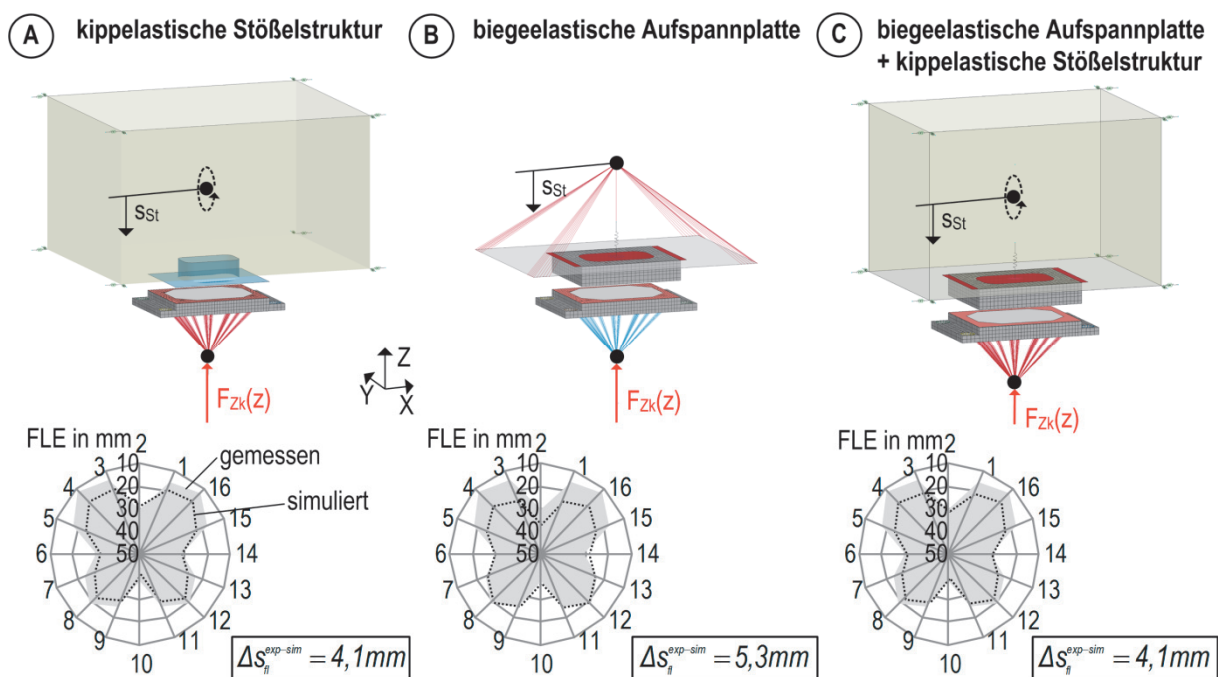


Bild 97 Schrittweise Erweiterung des FE-Prozessmodells mit den elastischen Eigenschaften des Stößelsystems der Versuchspresse

Die Analyse der Flanscheinzüge weist einen signifikanten Einfluss des Kippungsverhaltens des Stößels auf das Einzugsverhalten des Blechmaterials auf. Die Kippung des Pressenstöß-

ßels negativ um die X-Achse bewirkt im hinteren Bereich des Werkzeuges eine größere Kontaktnormalkraft zwischen Werkzeug und Blech und damit einen geringeren Flanscheinzug in diesem Bereich (A). Die Übereinstimmung zwischen gemessen und simulierten Flanscheinzug verbessert sich auf $\Delta s_{fl}^{exp-sim} = 4,2 \text{ mm}$ im Schnitt für alle 16 Messpunkte. Die Durchbiegung des Pressenstößels und damit die Verformung der Matrize spielt hingegen keine nachweisbare Rolle (B). Dies zeigt auch die Überlagerung von Stößelkipfung und -durchbiegung im Modell (C). Damit können die elastischen Eigenschaften der Werkzeugkomponenten Stempel und Matrize sowie die Durchbiegung des Stößels und des Tisches für die weitere Einflussanalyse vernachlässigt werden. Eine weitere Verbesserung des FE-Prozessmodells wurde durch die Berücksichtigung der Ziehkissenstruktur erreicht (**Bild 98**). Zunächst wurde das Modell mit den elastischen Eigenschaften der Pinolen erweitert (D). Dies beeinflusst zwar das Tragbild der Pinolen, hat in dem vorliegenden Szenario jedoch keine Auswirkung auf den Flanschumriss des simulierten Blechteils.

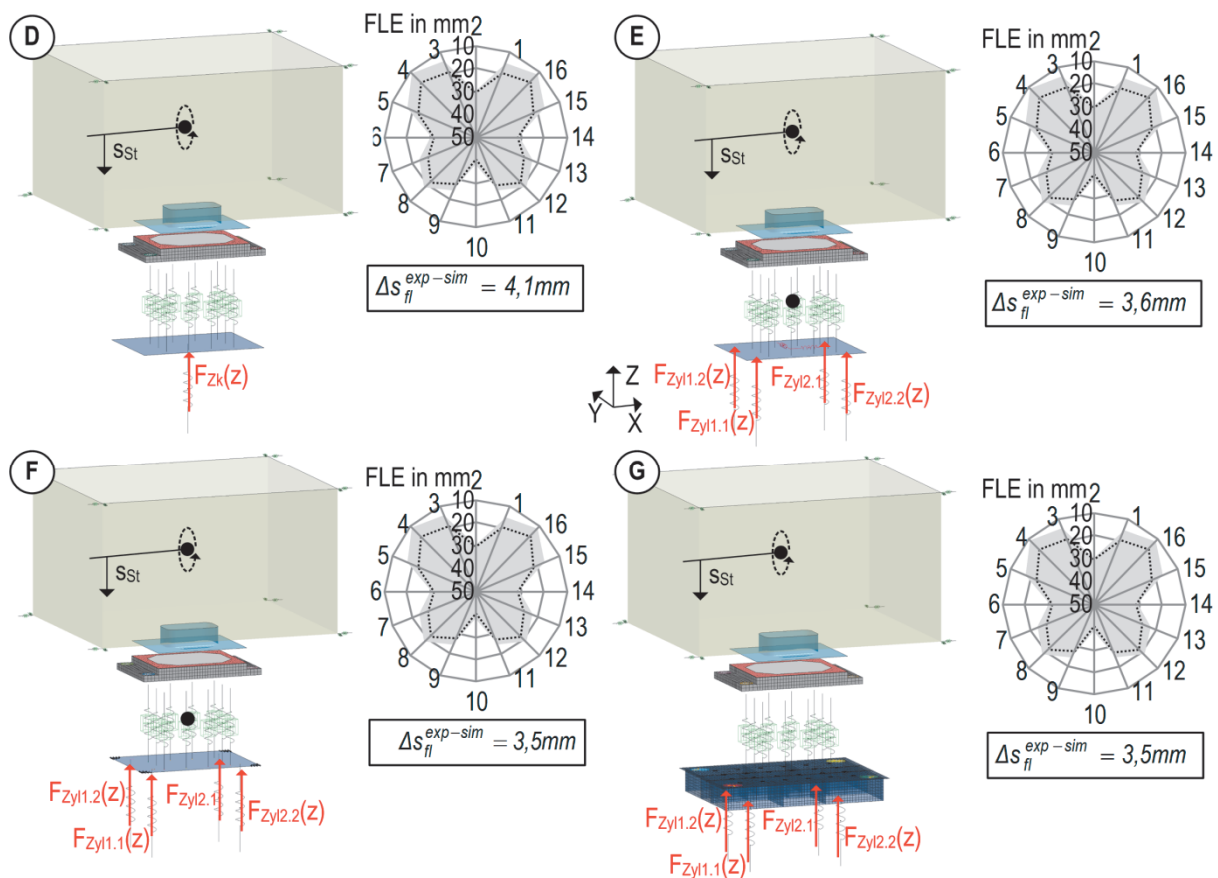


Bild 98 Erweiterung des FE-Prozessmodells um die elastischen Eigenschaften des Ziehkissens

Die nächste Ausbaustufe des FE-Prozessmodells bildet die Mechanik des 4-Punktziehkissens ab. Dazu wurden drei Modelle generiert. Modell (E) umfasst das auf Messwerten kalibrierte, kippelastische Ziehkissenmodell. Modell (F) wurde mit dem auf Simulationsdaten kalibrierten

biegeelastischen Modell ergänzt. Modell (G) umfasst den Druckkasten als physisches Schalenmodell. Für das vorliegende Beispiel kann kein signifikanter Unterschied zwischen den Modellierungsansätzen identifiziert werden. Die Flanscheinzüge sind nahezu identisch.

Die genauere Betrachtung von Modell (E) hinsichtlich der an den Werkzeugaktivflächen wirkenden Kräfte aus Simulation und Experiment zeigt eine große Übereinstimmungsgüte der Simulation mit dem Versuch, siehe **Bild 99** links. Die gemessenen und simulierten Pinolenkräfte zeigen erhöhte Werte im hinteren Bereich des Werkzeuges (Pinolen 5.5 und 5.6), siehe **Bild 99** rechts. Dies ist eindeutig auf die außermittige Einbauposition des Werkzeuges und der daraus resultierenden negativen Verkipfung des Pressenstößels um die X-Achse zuzuweisen. Aufgrund der gegen die resultierenden Kräfte der Ziehkissenzylinder wirkenden Kippsteifigkeit des Druckkastens kann dies nicht vollständig durch die Vorgabe identischer Sollkräfte für die 4 Ziehkissenzylinder ausgeglichen werden. Aufgrund der Werkzeugsymmetrie entlang der YZ-Ebene ist nur eine Werkzeughälfte dargestellt.

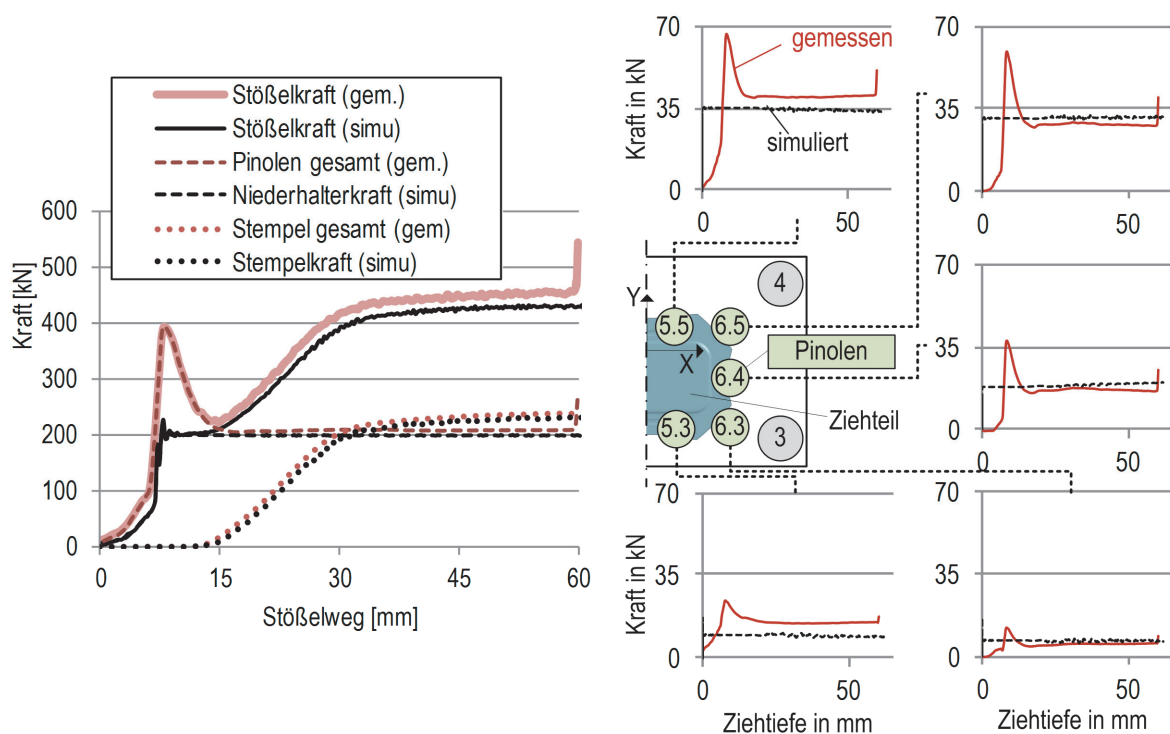


Bild 99 links: Vergleich der simulierten und gemessenen Kraftverläufe an Werkzeugaktivflächen; rechts: Vergleich der simulierten und gemessenen Stößelkipfung

Zudem ist festzustellen, dass an den äußeren Pinolen (6.3 und 6.5) geringere Kräfte gemessen werden als an den jeweils benachbarten Pinolen weiter zur Mitte des Werkzeuges. Dies wird auf die Position der äußeren Pinolen außerhalb des Bauteilflansches und der damit einhergehenden geringeren Steifigkeit des Systems Werkzeug-Blech in Z-Richtung an diesen Stellen zurück geführt. Aufgrund des großen Einflusses der Fertigungstoleranz der Pinolen-

längen auf deren Tragverhalten können die Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Pinolenkräften der Fertigungstoleranz der eingesetzten Pinolen von $\pm 0,1$ mm zuschreiben.

Der Einfluss der elasto-statischen Eigenschaften der Maschine auf das Bauteil steigt mit anwachsenden Prozess- und Niederhalterkräften. Daher verliert die Prozesssimulation ohne elastische Maschinen- und Werkzeugeigenschaften bei höheren Prozesskräften ihre Gültigkeit und ist damit zur Prognose optimaler Ziehkisseneinstellungen ungeeignet, siehe **Bild 100**. Das Beispiel demonstriert anhand des gemessenen und simulierten Flanscheinzuges, dass bei steigender Ziehkissensollkraft das einfache FE-Basismodell eine deutlich schlechtere Prognose des Flanscheinzuges ermöglicht als das erweiterte FE-Prozessmodell. Bei einer Ziehkissensollkraft von 120 kN ist die Wurzel der mittleren Fehlerabstandsquadrate zwischen simulierten Flansch und gemessenem Flansch für beide Simulationsmodelle nahezu identisch. Bei einer Ziehkissensollkraft von 200 kN hat sich das Fehlerkriterium für die Prozesssimulation ohne Maschineneinflüsse verdoppelt. Die erweiterte Simulation liefert konstant gute Flanschprognosen.

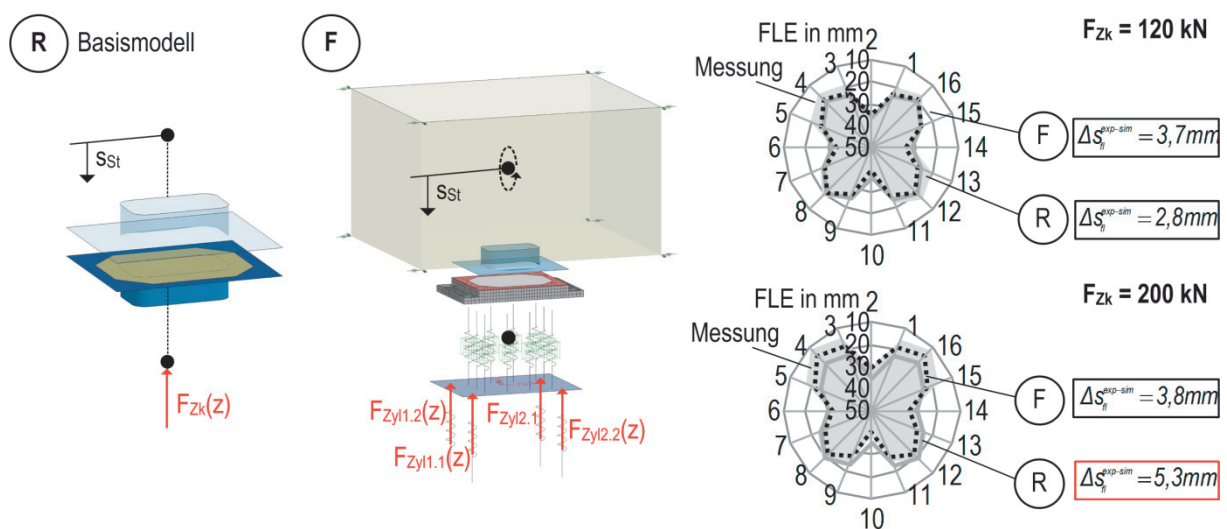


Bild 100 Steigender Einfluss der Elastostatik der Maschine bei wachsenden Prozesskräften

6.6 Modellbewertung anhand Grenzformänderungsdiagramme

Neben den Flanscheinzügen und den resultierenden Kräften wurde das Grenzformänderungsschaubild als Bewertungsgröße für die Modellqualität herangezogen. Das Grenzformänderungsdiagramm liefert eine Auskunft über den Dehnungszustand des Bauteils und ermöglicht eine Rissprognose. Die Anwendung der experimentell ermittelten Grenzformänderungskurve für DC04 auf das simulierte Bauteil demonstriert die Erhöhung der Prognosegenauigkeit der FE-Prozesssimulation mit Maschineneigenschaften, siehe **Bild 101**. In der Mitte ist das Bauteil

aus dem Versuch mit einer Ziehkissengesamtkraft von 200 kN dargestellt. Dabei entsteht reproduzierbar ein Riss in der Zarge unter dem Eckenradius des Stempels. Die Simulation (1) wurde mit herkömmlichen ideal steifen Maschinen- und Werkzeugeigenschaften gerechnet. Der Riss wird in der Zarge über den Ziehstäben prognostiziert. Das Modell (2) wurde um die elastische Nachgiebigkeit des Niederhalters erweitert. Durch die gleichmäßigere Druckverteilung zwischen Blech und Niederhalter kann das Material besser einfließen. Das Modell sagt keinen Riss voraus. Wird das Modell mit der Kippsteifigkeit der Presse erweitert (3) reagiert das Modell auf die außermittige Einbauposition des Werkzeuges. Der Riss wird auf der korrekten Seite des Bauteils jedoch über den Ziehstäben und an der Bauteilecke vorausberechnet. Die korrekte Prognose des Risses liefert Modell (4) mit der Erweiterung um die Pinolensteifigkeiten und dem elastisch modellierten Ziehkissendruckkasten.

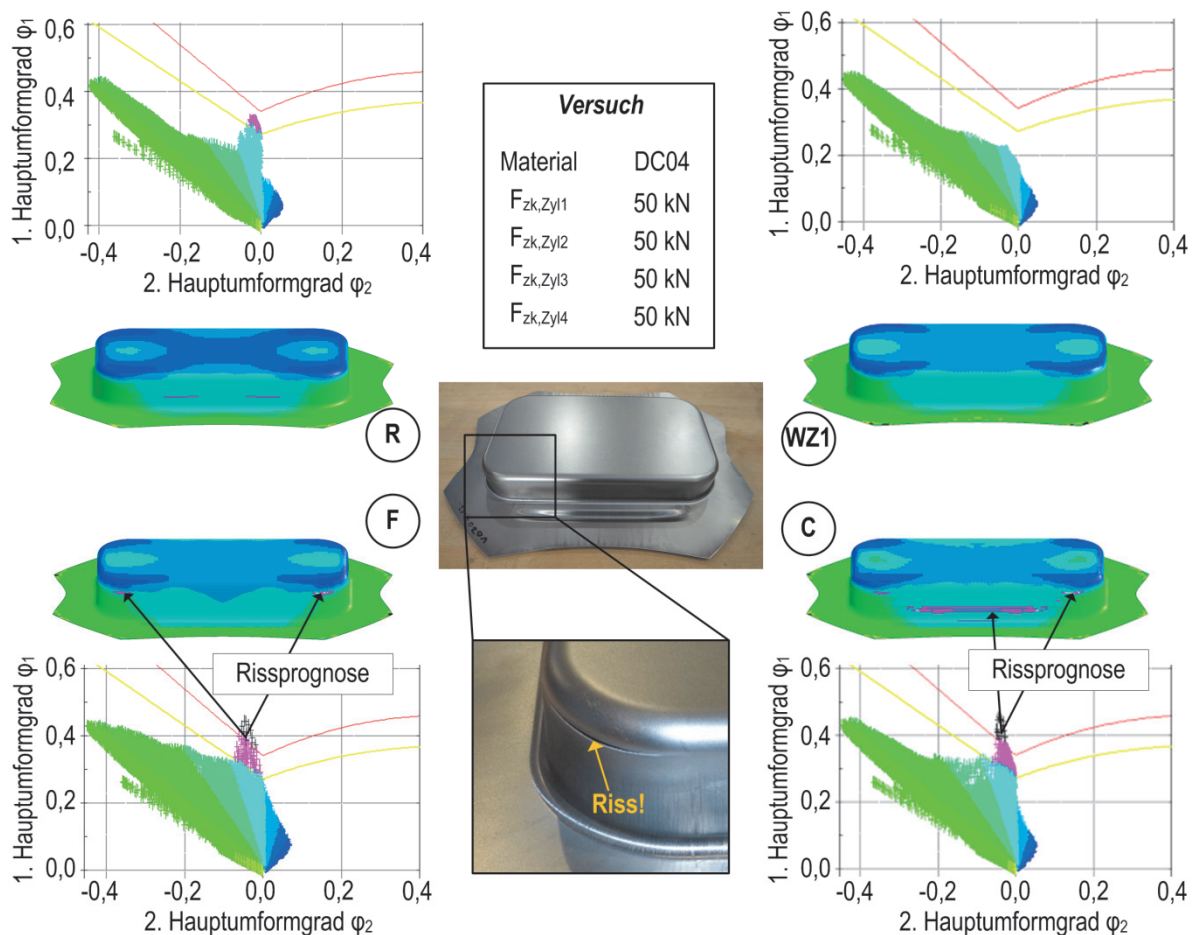


Bild 101 Steigerung der Genauigkeit der Rissprognose am Ziehteil durch erweiterte FE-Prozessmodelle

6.7 Modellierung der Regelabweichungen der Ziehkissenzyylinderkräfte

Mit steigenden Stößel-Sollgeschwindigkeiten weist die Versuchsmaschine größere Abweichungen zwischen ZK-Zylinderist- und -sollkraft auf, siehe **Bild 102**. Bei einer Stößelsollgeschwindigkeit $v_{St,soll} = 10 \text{ mm/s}$ ist das Ziehkissen in der Lage die Zylindersollkräfte bereit zu

stellen. Je größer jedoch die Stößelgeschwindigkeit ist, desto größer wird auch die Regelabweichung von Soll- zu Istkraft. Zudem ist festzustellen, dass je größer die eingestellte Ziehkissen-Sollkraft $F_{Zk,soll}$ ist, desto weniger wirkt sich die Stößelgeschwindigkeit auf die Abweichung der Zylinder-Istkraft von der –Sollkraft aus.

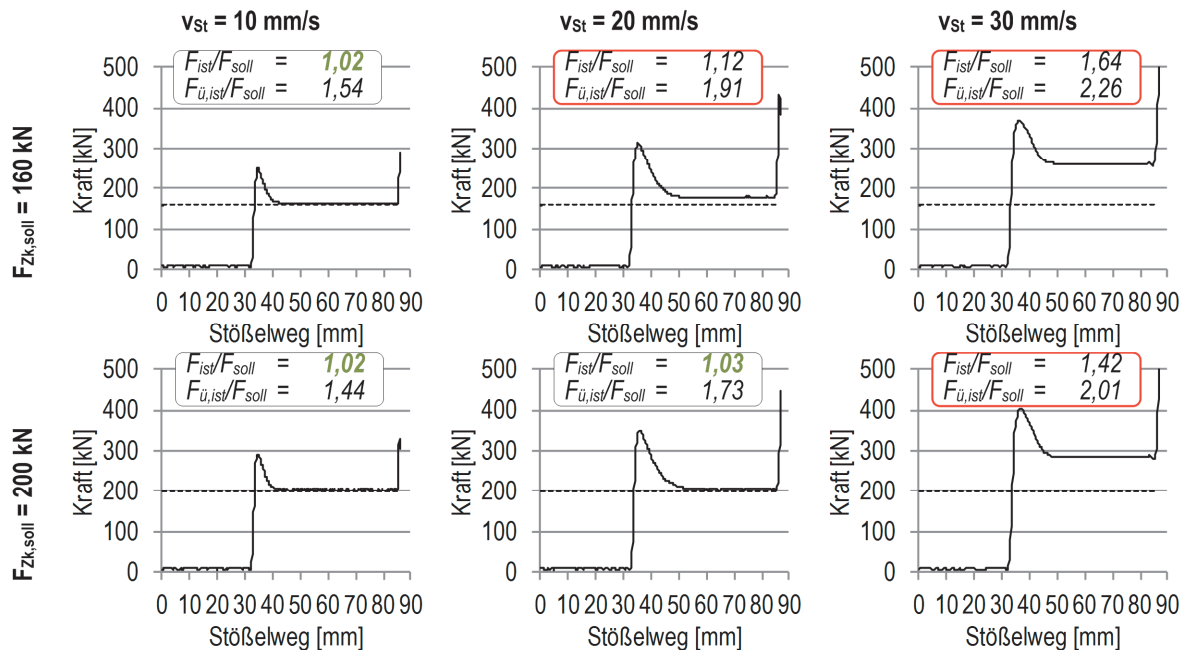


Bild 102 Einfluss der Stößelgeschwindigkeit und der Sollkrafteinstellung auf die tatsächliche Zylinderkraft im Zieh-
kissen der Versuchsanlage „Röcher“ während eines Leerhubes ohne Platine

Die Regelabweichungen der Ziehkissenkraft bei höheren Geschwindigkeiten wirken sich auch auf das gefertigte Bauteil aus, siehe **Bild 103**. Das Beispiel zeigt die Fertigung der Rechteckwanne mit Ziehstücken aus DC04. Bei einer eingestellten Ziehkissensollkraft von $F_{Zk,soll} = 200 \text{ kN}$ entsteht bei einer Stößelgeschwindigkeit $v_{St,soll} = 10 \text{ mm/s}$ kurz vor Ende des Pressenhubes ein Riss in der linken Bauteilecke, bei $v_{St,soll} = 30 \text{ mm/s}$ ist die gemessene Zieh-
kissen-Istkraft $F_{Zk,ist}$ höher. Der Riss tritt eher und beidseitig auf. Der Vergleich der Flansch-
umrisse zeigt einen geringeren Flanscheinzug im hinteren Bereich des Bauteils bei $v_{St,soll} = 30 \text{ mm/s}$. Durch die höhere Ziehkissenkraft entsteht ein generell höheres Niveau der Niederhalterkraft und damit der Rückhalterkräfte. Dies führt wiederum zu höheren, außermittigen Prozesskräften, welche auf die Matrize wirken und somit den Stößel stärker kippen lassen. Unabhängig von geschwindigkeitsabhängigen Material- und Reibungseigenschaften hat die aus der abweichenden Ziehkissen-Istkraft resultierende Niederhalterkraft damit auch bei einer quasi-statischen Betrachtung des Blechumformprozesses einen signifikanten Einfluss auf das Simulationsergebnis. Zur korrekten Vorhersage der Ziehteilqualität in diesem Arbeitsbereich der Maschine (roter Bereich in **Bild 102**) ist eine Berücksichtigung dieser Regelabweichung unablässig.

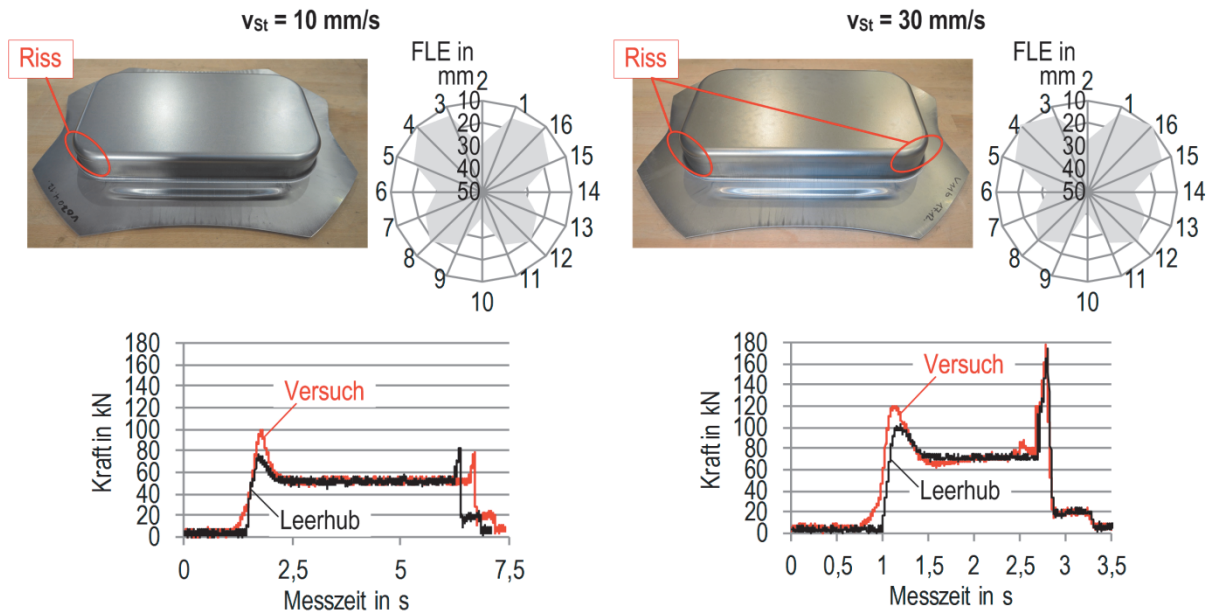


Bild 103 Einfluss der Stößelgeschwindigkeit bei einer Ziehkissenzylindersollkraft $F_{Zyl,soll} = 50 \text{ kN}$ auf das Flanscheinzugsverhalten der Rechteckwanne mit Ziehsicken (Blechmaterial DC04 C352)

Zur Überprüfung dieser These wurde das erweiterte FE-Prozessmodell (F) mit kippelastischem Pressenstößel, elastischem Niederhalter, elastischen Pinolen und dem kippelastischen Ziehkissendruckkasten aufgrund dessen hoher Prognosegenauigkeit im Arbeitsbereich der Maschine mit hoher Regelgüte der Ziehkissenzylinderkräfte gewählt und mit den vorhandenen Messdaten und des daraus einfach generierbaren Kennfeldes der Ziehkissenistkraft erweitert. Das Kennfeld basiert auf den Zylinderkraftverläufen der zugehörigen Leerhübe (**Bild 103** unten).

Der Vergleich der Bauteile bei einer Ziehkissenzylinder-Sollkraft von 50 kN pro Zylinder und einer Stößelgeschwindigkeit von $v_{St,soll} = 10 \text{ mm/s}$ mit Ist- und Sollkraftmodell zeigt keine signifikanten Unterschiede hinsichtlich der Flanscheinzüge und der Blechdickenverteilung (**Bild 104** links). Mit beiden Modelvarianten wird der Flanscheinzug des Bauteils mit einem Fehler $\Delta s_{fl}^{exp-sim} = 3,6 \text{ mm}$ vorhergesagt. Der Riss in der oberen Ecke des Bauteils wird durch beide Modelle korrekt vorhergesagt. Die Anwendung der Modellvarianten auf den Versuch mit dreifacher Stößelgeschwindigkeit zeigt hingegen einen deutlichen Unterschied hinsichtlich des prognostizierten Flanscheinzuges und der Vorhersage des Risses im Bauteil. Im Vergleich zum Sollkraftmodell verringert sich der Fehler $\Delta s_{fl}^{exp-sim}$ von 4,8 mm auf 3,2 mm bei Verwendung des Istkraftmodells, siehe **Bild 104** rechts.

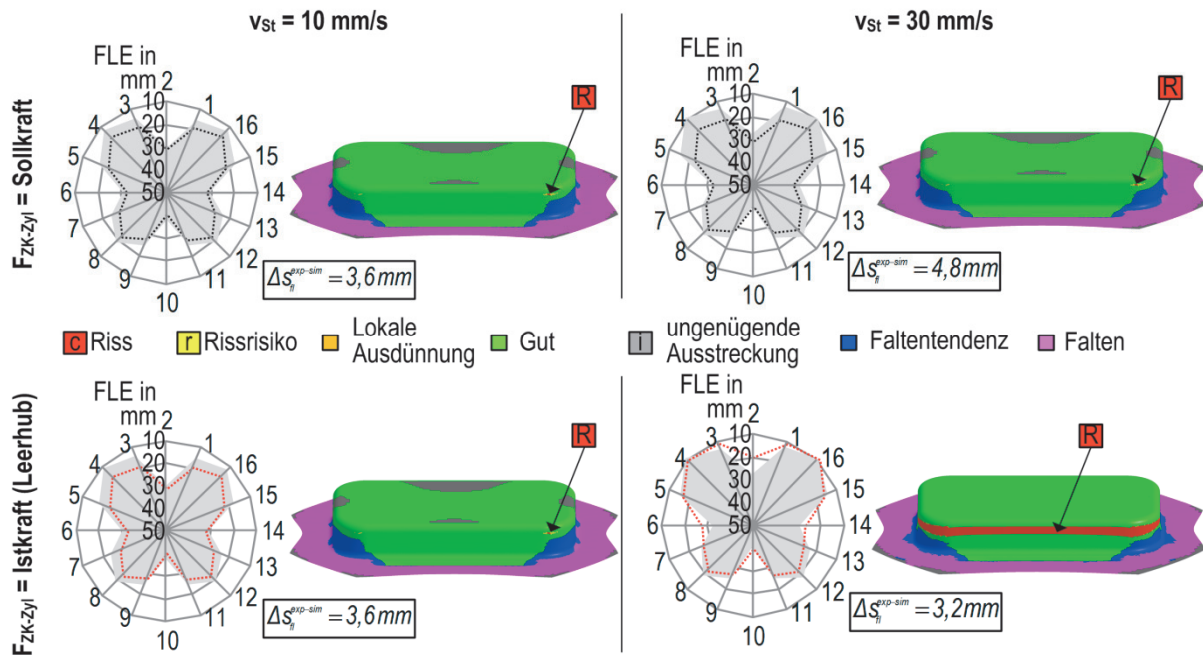


Bild 104 Vergleich Simulation mit Sollwerten und mit realen Kräften bei 10 mm/s bzw. 30 mm/s

6.8 Anwendung der Standardparametrierung

Die Standardparameterwerte für die Versuchsmaschine sind in **Tabelle 23** mit den Parameterwerten aus der Maschinenvermessung gegenübergestellt. Die Standardparameterwerte für die Versuchsanordnung wurden aus **Tabelle 7** im Stand der Technik entnommen. Die starken Abweichungen lassen vermuten, dass die Standardparametrierung für die vorliegende hydraulische Presse ungeeignet ist und generell nur mit großer Vorsicht verwendet werden sollte.

Tabelle 23 Zusammenfassung der Parameterwerte für Modell B20 auf Basis von Datenbankwissen und von Daten aus der Vermessungen der Versuchsmaschine

Parametrierung	Standard		Messungsbasiert	
Pressennennkraft	2500	kN		
Kippsteifebeiwert	1,2	m/√kN	4	m/√kN
Kippsteifigkeit c_{kB} (+)	150	kNm/(mm/m)	416	kNm/(mm/m)
Kippsteifigkeit c_{kB} (-)	150	kNm/(mm/m)	500	kNm/(mm/m)
Kippsteifigkeit c_{kA} (+)	122	kNm/(mm/m)	322	kNm/(mm/m)
Kippsteifigkeit c_{kA} (-)	122	kNm/(mm/m)	217	kNm/(mm/m)
Ziehkissen				
Kippsteifebeiwert	3,6	m/√kN	0,18	m/√kN
Kippsteifigkeit $c_{kB,ZK}$	114	kNm/(mm/m)	5,7	kNm/(mm/m)

Beispielhaft wurde das Modell (F) mit Standardparameterwerten gerechnet. Der Vergleich der Flanscheinzüge der simulierten Bauteile zeigt eine signifikante Erhöhung der Abweichungen belegt die Ungültigkeit der Standardparametrierung für die vorliegende Versuchskonfiguration.

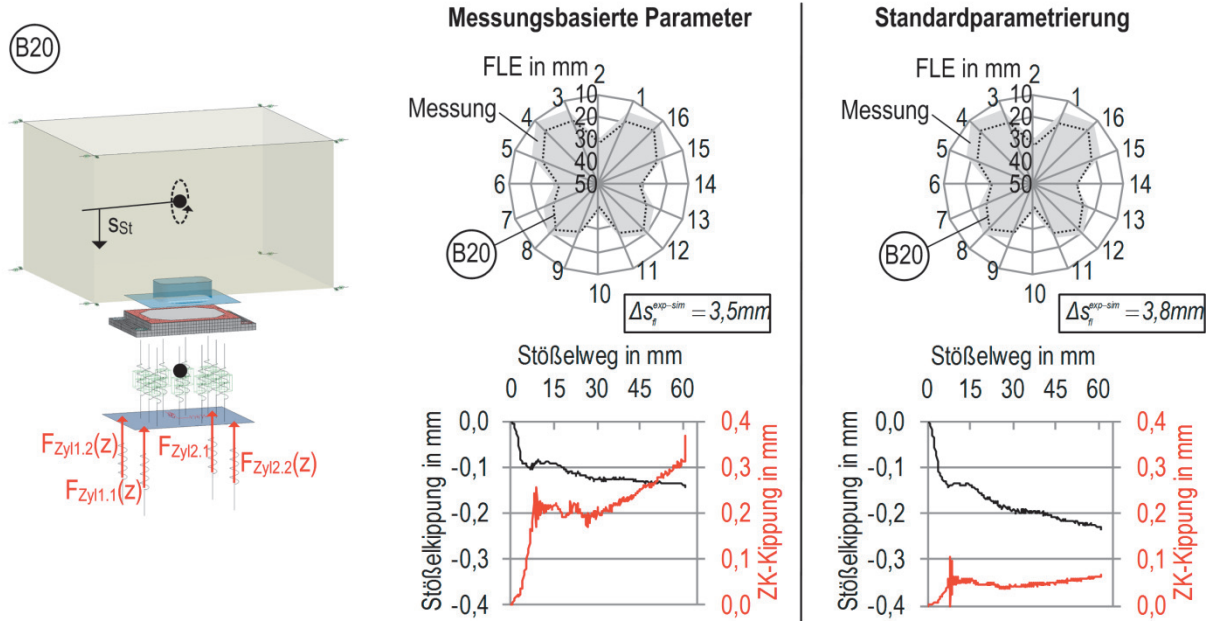


Bild 105 Vergleich der Simulationsergebnisse für Standard- und messungsbasierte Parametrierung

Das jetzt vorliegende erweiterte und parametrierte FE-Prozessmodell kann zwar keine exakte Abbildung der tatsächlichen Verhältnisse vor Ort gewährleisten, Tendenzen und mögliche Probleme können dennoch vorab erkannt und adressiert werden.

7 Anwendungsbeispiele für die Werkzeugentwicklung

Im folgenden Abschnitt werden die Anwendungsmöglichkeiten der erweiterten Prozessmodelle während des Werkzeugentwicklungsprozesses diskutiert. Dabei werden Beispiele zur Werkzeugkonstruktion und Werkzeuginbetriebnahme beschrieben.

7.1 Werkzeugkonstruktion am Beispiel der Fertigungstoleranzen

BROST ET AL. [19] berechnen den Einfluss der Fertigungsgenauigkeit der Pinolenlänge auf die Kraftverteilung und den Traganteil der Pinolen für einen stark vereinfachten Aufbau eines Ziehkissens mit Niederhalter. Dabei wurden die Pinolenlängen (Gesamtlänge = 1500 mm) per Zufall zwischen 1, 2 oder 5 Zehntelmillimetern variiert. Dabei entstehen deutliche Unterschiede im Tragverhalten der einzelnen Pinolen. Bei 0,5 mm Fertigungstoleranz konnte festgestellt werden, dass einzelne Pinolen keinen Kontakt mit dem Niederhalter eingehen. Diese Beobachtung lässt auf einen signifikanten Einfluss der Fertigungstoleranzen der Pinolen auf das Einzugsverhalten des Blechmaterials in die Matrize schließen. Dies lässt sich mit den erweiterten FE-Prozessmodellen überprüfen. In Anlehnung an BROST ET AL. [19] erfolgt hier dazu die zufällige Variation¹⁸ der Pinolenlängen für jeweils zwei Pinolensätze mit $\pm 0,2$ mm und $\pm 0,1$ mm für die Versuchskonfiguration mit einer Pinolenlänge von 500 mm. Die Fertigungstoleranzen unterschreiten die zulässigen Grenzabmaße von $\pm 0,3$ mm für die Toleranzklasse f (fein) nach DIN ISO 2768 bereits deutlich, siehe **Bild 106**.

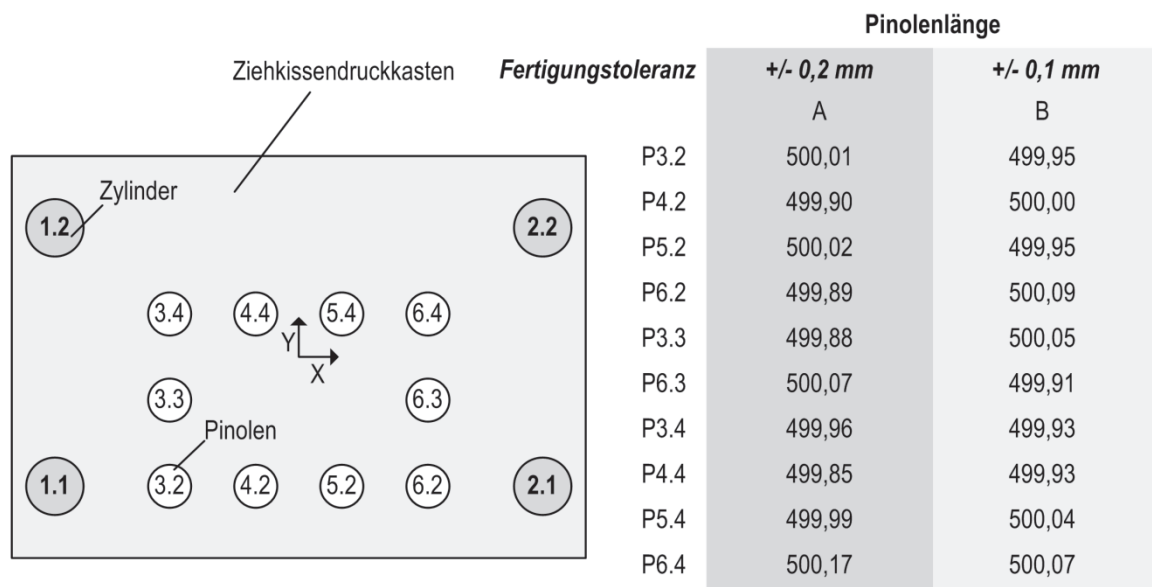


Bild 106 Zufällig variierte Pinolenlängen bei unterschiedlichen Fertigungstoleranzen

¹⁸ Zur Generierung der Pinolenlängen wurde die Funktion =Zufallszahl() von Microsoft Excel genutzt.

Die erweiterten FE-Simulationsmodelle ermöglichen die Einstellung der entsprechenden Pinolenlängen durch parametrische Anpassung der Z-Koordinaten der Pinolenstirnflächen.

Die Verteilung der Pinolenkräfte zeigt bei einer Fertigungstoleranz der Pinolenlängen von $\pm 0,2$ mm einen erheblichen Unterschied zur Kraftverteilung bei identischen Pinolenlängen. Beide tolerierten Pinolensätze weisen dabei Pinolen ohne Traganteil auf (Pinolensatz A: Pinole 4.2 und 6.2). Der Traganteil bei Pinolensatz A beträgt 80%, siehe **Bild 107**. Die maximalen Kraftabweichungen der tolerierten Pinolen gegenüber dem Pinolensatz mit identischen Pinolenlängen beträgt für Pinolensatz A 22 kN (Pinole 6.4). Die geringeren Fertigungstoleranzen von $\pm 0,1$ mm führen wie erwartet zu geringeren Kraftunterschieden der tolerierten Pinolen gegenüber dem Pinolensatz mit identischen Längen. Der Traganteil von Pinolensatz B liegt bei 100 %.

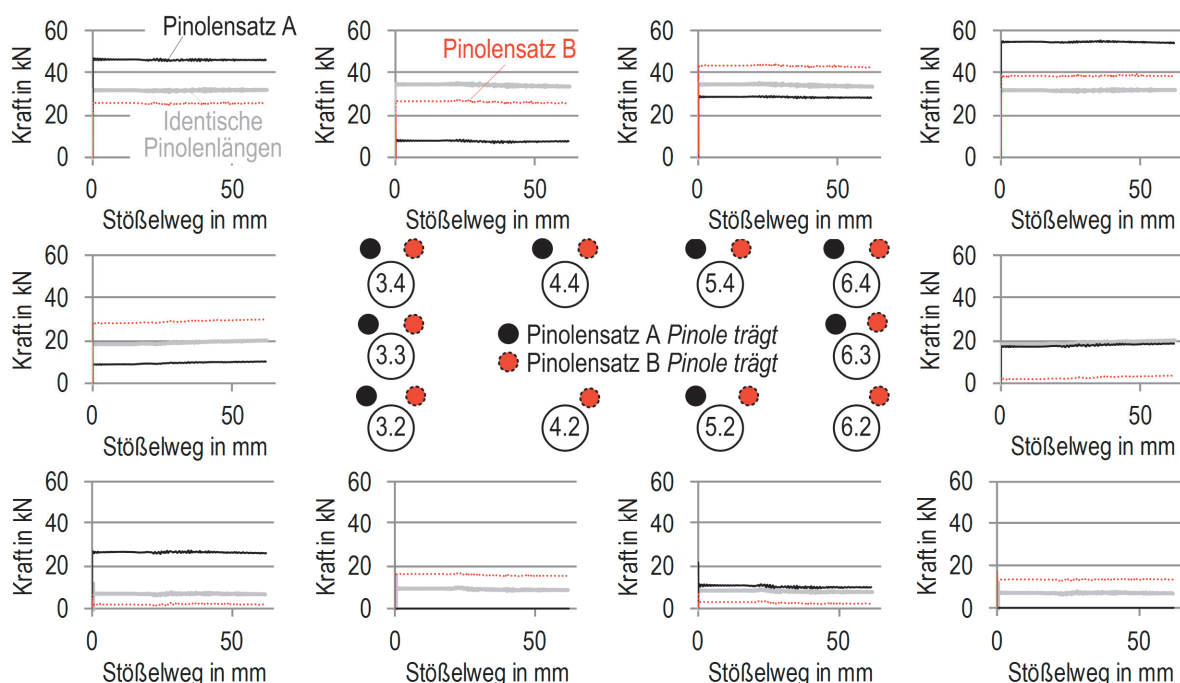


Bild 107 Resultierende Pinolenkraftverteilung bei einer Fertigungstoleranz von $\pm 0,2$ mm der Pinolenlänge

Die ungleichmäßige Pinolenkraftverteilung resultiert in einer veränderten Kontaktnormalspannung zwischen Blech und Niederhalter. Dies wirkt sich auf das Einzugsverhalten des Bleches aus, siehe **Bild 108**. In den Bereichen hoher Pinolenkraft wird das Blechmaterial stärker am Einfließen in die Matrize gehindert. Dies resultiert in größeren Blechausdünnungen in diesen Zonen. Dabei ist festzustellen, dass besonders die Bereiche des Ziehteilflansches welche aufgrund der Kippung des Stößels auch bei identisch langen Pinolen eine höhere Flächenpressung aufweisen besonders sensitiv auf die unterschiedlichen Pinolenlängen reagieren. Hingegen der Erwartung dass ein geringerer Traganteil der Pinolen automatisch größere Abweichungen des Ziehteilflansches im Vergleich zur FE-Simulation mit identischen Pinolenlängen

führen würde, zeigt die Simulation hier den umgekehrten Effekt. Aufgrund der geringeren Kraftunterschiede zeigen auch die simulierten Flanscheinzüge der Werkzeugkonfiguration mit feiner tolerierten Pinolenlängen eine geringere Abweichung ($\Delta s_{fl}^{exp-sim} < 0,5 \text{ mm}$) von den Simulationen mit identischen Pinolenlängen. Hier auch wird deutlich, dass nicht automatisch bei der größten Pinolenlängenabweichung auch die größte Abweichung des Flanscheinzuges liegen muss. Pinole 6.2 besitzt die größte Länge des Pinolensatzes B (500,09 mm). Dies sollte sich an den Messpunkten 11, 12, und 13 widerspiegeln. Aufgrund der Stößelkipfung und der in diesen Bereichen geringen Kontaktnormalspannung wirkt sich dieser Unterschied allerdings nicht aus.

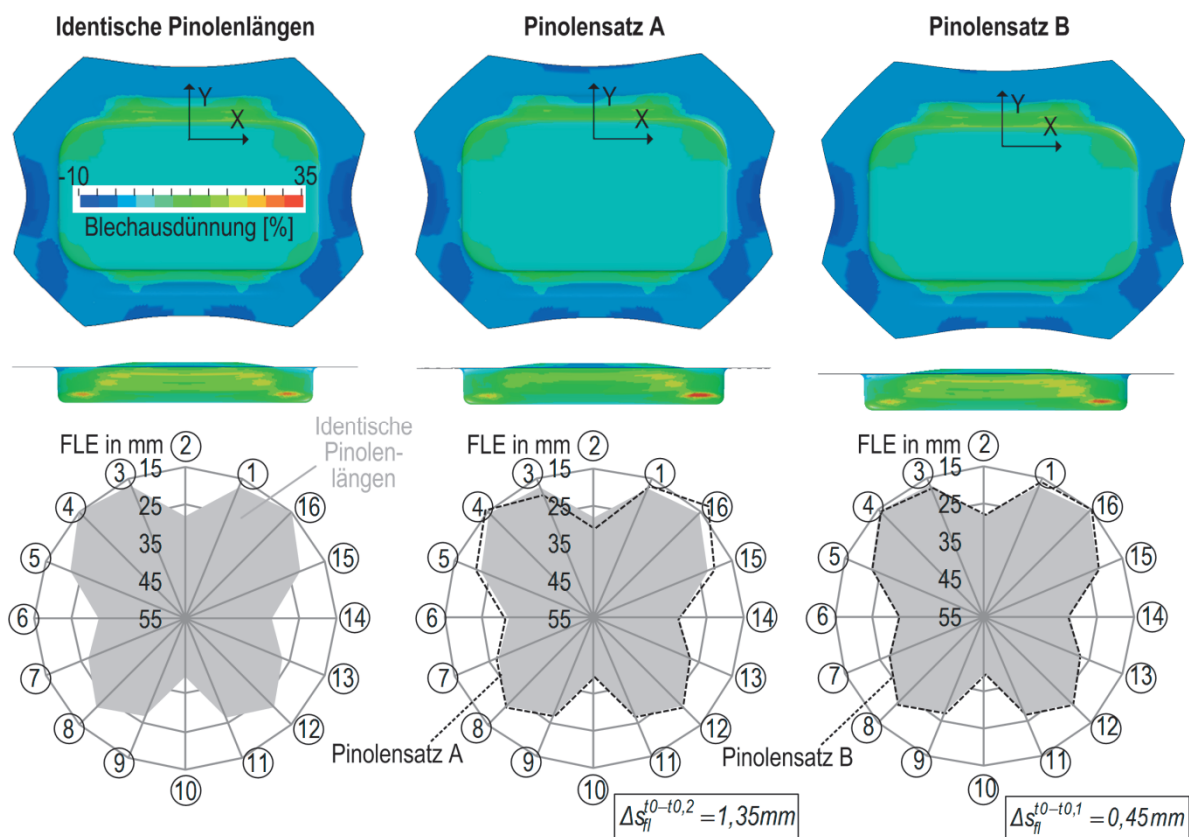


Bild 108 Flanscheinzug bei tolerierten Pinolenlängen von $\pm 0,1 \text{ mm}$ und $\pm 0,2 \text{ mm}$ im Vergleich zu identischen Pinolenlängen

Die erweiterten Simulationsmodelle erlauben eine präzise Einschätzung der notwendigen Fertigungstoleranz für die Pinolenlänge. Bei einer Fertigungstoleranz von weniger als $\pm 0,1 \text{ mm}$ ist kein Einfluss der Pinolenlänge auf das Einzugsverhalten des Werkstoffes nachzuweisen.

7.2 Werkzeuginbetriebnahme

Bei der Einarbeitung der Tiefziehwerkzeuge im Presswerk orientiert sich der Werkzeugmacher unter anderem an den simulierten Flanscheinzügen und entscheidet danach welche Maßnahmen am Werkzeug getroffen werden müssen um Produktion und Simulation in Übereinstimmung zu bringen.

7.2.1 Ermittlung der Zylindersollkräfte auf Mehrpunktziehkissen

Soll die Einarbeitung ausschließlich durch die Anpassung der Maschinenparameter erfolgen, besteht die Option die Ziehkissenzylinderkräfte örtlich anzupassen. Die Anwendung komplexer Algorithmen zur automatischen Beurteilung der Bauteilqualität und der damit verbundenen Einstellung der Ziehkissenkräfte ist im Stand der Technik nur spezifische, meist akademische Bauteile nachgewiesen. Die Übertragung auf komplexere Bauteile war nur in Ausnahmefällen erfolgreich. Deshalb soll bei der vorgeschlagenen Vorgehensweise der Werker aktiv in die virtuelle Ziehkisseneinstellung mit einbezogen werden.

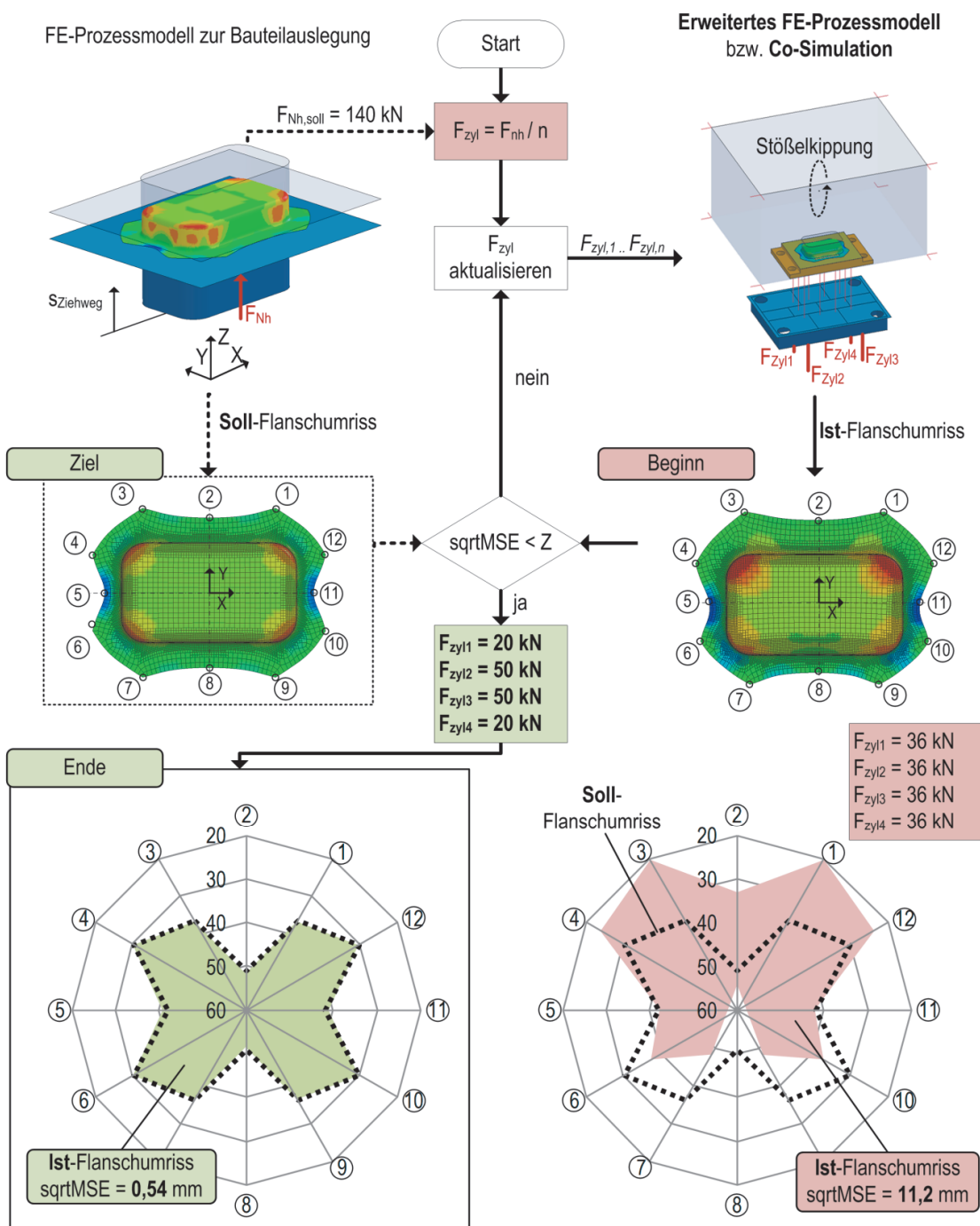


Bild 109 Ermittlung der Ziehkissenzylinder-Sollkraft am Beispiel der Rechteckwanne

Da der Flanschmurriss eines gezogenen Bauteils einen guten Rückschluss auf die Qualität der Simulation im Vergleich zum Experiment liefert, wird er auch in der Ermittlung der ZK-Zylinder-Sollkräfte genutzt. Das FE-Prozessmodell zur Bauteilauslegung (**Bild 109** links oben) liefert zunächst den optimalen Flanschmurriss für das Ziehteil. Dabei werden für das FE-Prozessmodell ideal steife Maschinen- und Werkzeugrandbedingungen angenommen. Zusätzlich erhält man die entsprechende Niederhalterkraft. Die berechnete Niederhalterkraft dient als Ausgangswert für die erweiterte Prozesssimulation zur Bestimmung der Ziehkissenzylinderkraft. Als Startwert wird die Niederhalterkraft gleichmäßig auf alle Ziehkissenzylinder verteilt. Die erweiterte Prozesssimulation liefert den Flanschmurriss mit Maschinen- und Werkzeugeinfluss. Dieser weicht in den meisten Fällen von dem gewünschten Flanschmurriss ab. Ist die Abweichung größer als ein definierter Wert, können die Zylinderkräfte im Ziehkissen modifiziert werden bis der prognostizierte Flanscheinzug mit dem gewünschten genügend genau übereinstimmt. Am Ende erhält man die Ziehkissenzylinder-Sollkräfte zur Fertigung des Bauteils mit den gewünschten Eigenschaften.

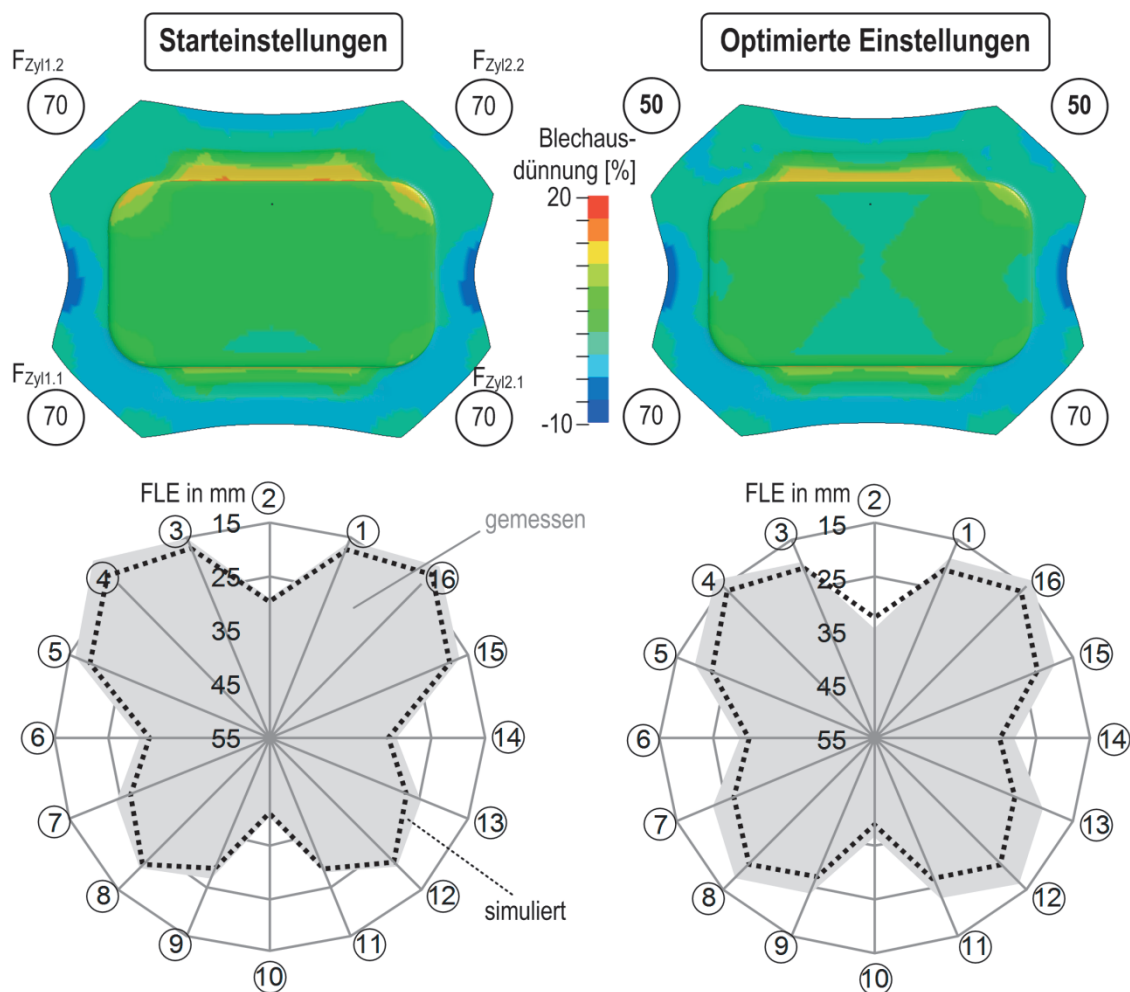


Bild 110 Simulative und experimentelle Anpassung der Ziehkissen-Zylinderkraft für DC06, links: Ausgangseinstellung mit 70 kN für jeden Ziehkissenzylinder, rechts: angepasste Einstellung

Mit dieser Vorgehensweise konnten für das Rechteckwannenwerkzeug mit Ziehstäben bei einer Stoßelgeschwindigkeit von 10 mm/s für den Blechwerkstoff DC06 die optimalen Ziehkissen-Zylindereinstellungen simulativ gefunden werden, siehe **Bild 110**. Die erhöhte Blechausdünnung im hinteren Bereich des Werkzeuges ist auf die außermittige Einbauposition des Werkzeuges zurückzuführen. Wie in die FE-Simulation berechnet, kann dort durch die Verringerung der hinteren Ziehkissenzyylinderkräfte (F_{Zyl1} , F_{Zyl4}) die Blechausdünnung reduziert werden. Das Bauteil weist einen nahezu symmetrischen Flanscheinzug auf.

Die Methode wurde für die Werkstoffe DC04 und DC05 (**Bild 111**) im gleichen Tiefziehwerkzeug angewendet. Die Zylinderkräfte zur Fertigung eines Gutteils unterscheiden sich von Werkstoff zu Werkstoff beträchtlich. Die Simulationsergebnisse werden jeweils durch die Experimente bestätigt. Damit ist man in der Lage auf einem identischen Werkzeug unterschiedliche Blechwerkstoffe allein durch die Einstellung der vorher simulierten Ziehkissenzyylinderkräfte zu Zienteilen mit guter Qualität zu verarbeiten.

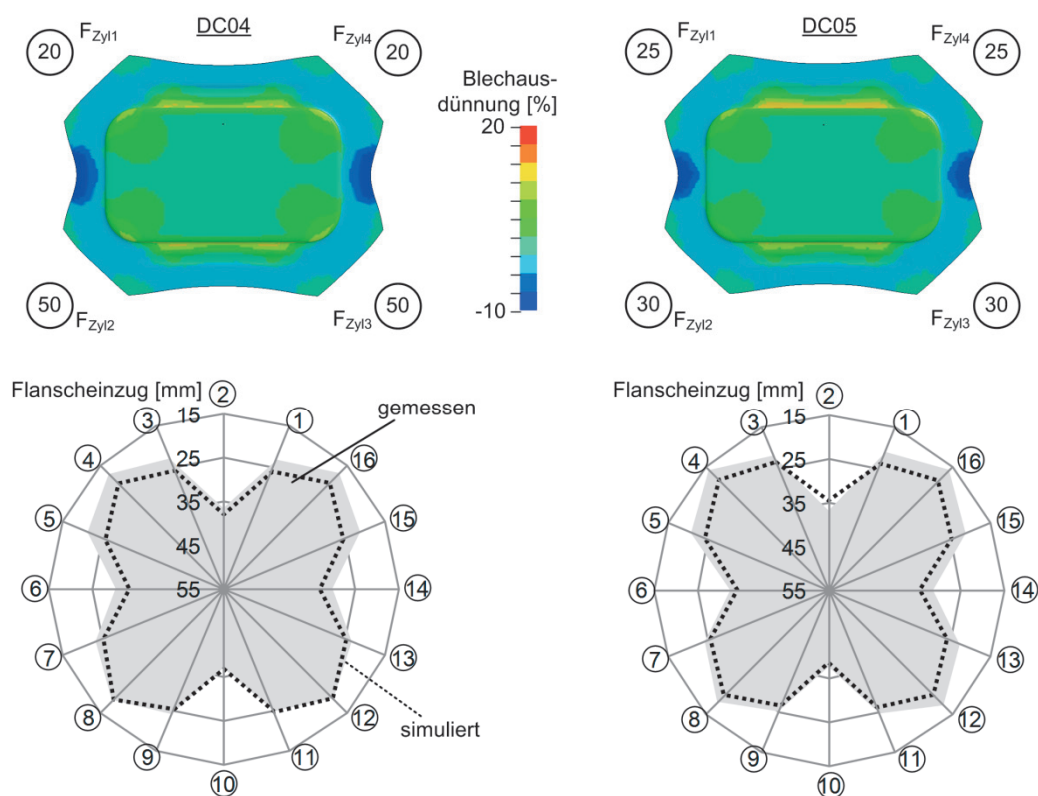


Bild 111 Örtlich angepasste Ziehkissen-Zylinderkräfte für DC04 und DC05

7.2.2 Virtuelles Tuschieren der Werkzeughälften

Das mechanische Eintuschieren der Tiefziehwerkzeuge stellt einen erheblichen Kosten- und Zeitfaktor während der Inbetriebnahme sowohl auf der Einarbeitungs- als auch auf der Produktionspresse dar. Die erweiterten FE-Prozessmodelle ermöglichen aufgrund der Berücksichtigung der Maschineneigenschaften ein virtuelles „Vorabtuschieren“ der Werkzeuge am Computer (**Bild 112**). Die Werkzeugmodellierung auf Basis der Hybridmethode ermöglicht die

separate Bearbeitung der Werkzeugaktivfläche in einem Vernetzer mit Morphing-Funktion (im Beispiel wurde Hypermesh verwendet). Die Morphing-Funktion in Hypermesh ermöglicht u.a. die Eingabe einer Werkzeugbahn und einer freiwählbaren Werkzeugform. Im Beispiel wurde eine einfache Kugel gewählt. Je größer der Kugelradius desto sanfter die Übergänge zum nicht bearbeiteten Aktivflächenbereich. Im Anschluss wird die Aktivfläche zurück in das Prozessmodell mit Maschineneigenschaften überführt. Die Grundstruktur des Werkzeuges bleibt dabei unangetastet.

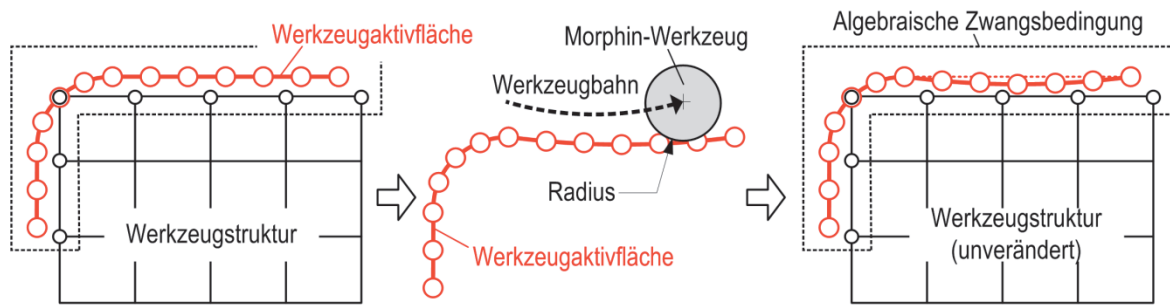


Bild 112 Anwendung eines „Morphing“-Werkzeuges zum virtuellen Eintuschieren

Die Beispielanwendung in **Bild 113** zeigt das Rechteckwannenwerkzeug ohne Ziehstäbe auf der Versuchspresse „Röcher“. Im hinteren Bereich des Werkzeuges ist deutlich eine Überhöhung der Kontaktnormalspannung im Flansch der Eckbereiche des Bauteils zu erkennen. Dort dickt das Blech aufgrund von tangentialen Spannung auf. Durch die Verkipfung des Pressenstößels entsteht in den hinteren Eckbereichen eine größere Normalspannung.

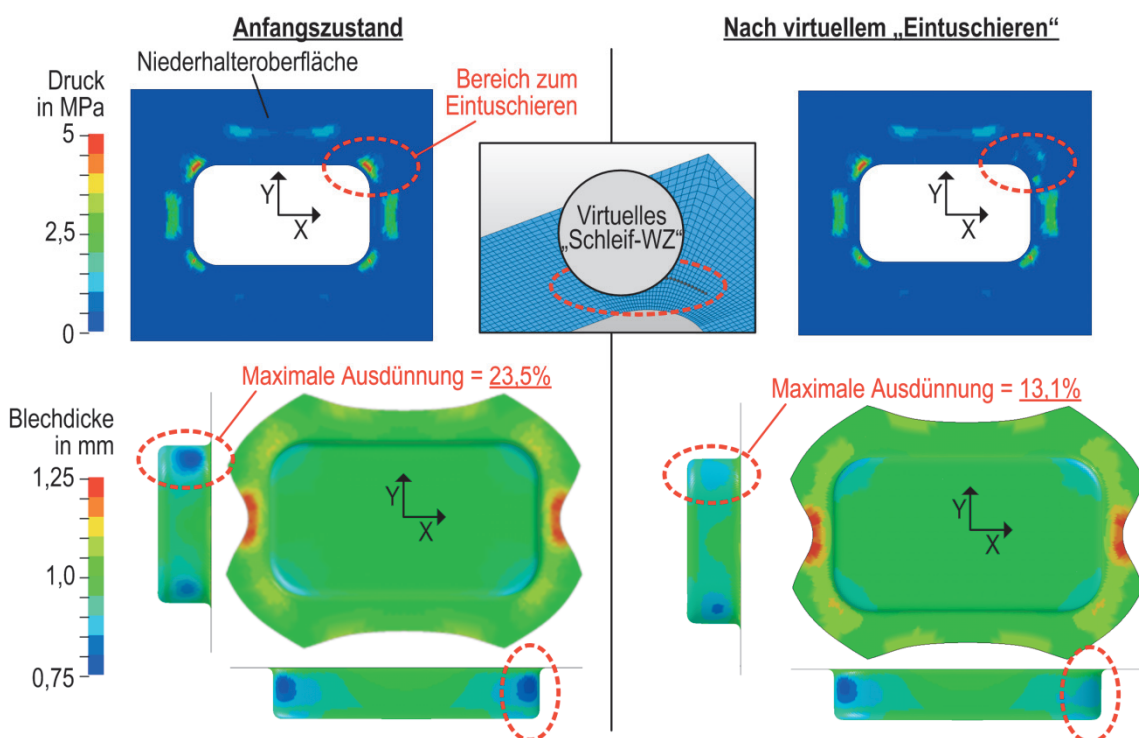


Bild 113 Virtuelles Eintuschieren des Werkzeuges

Zur Verringerung dieser Spannung wurde das Oberflächennetz des Niederhalters mittels eines „Morphing“-Werkzeuges in Hypermesh an einem kritischen Eckbereich um 0,1 mm nach unten verschoben und so ein Materialabtrag an der Niederhalteroberfläche simuliert. Durch das virtuelle Eintuschieren konnte die Kontaktnormalspannung zwischen Blech und Niederhalter in diesem Bereich drastisch reduziert werden. Das Blechmaterial wird somit weniger stark zurückgehalten und die Blechausdünnung konnte von 23,5 % auf 13,1 % reduziert werden. Damit ermöglichen die erweiterten FE-Prozessmodelle zunächst eine präzise Aussage zu den Bereichen am Niederhalter welche ein mechanisches Eintuschieren benötigen. Desweiteren können Eintuschiermaßnahmen virtuell durchgeführt werden und deren Effekt auf den lokalen als auch auf den globalen Bauteilbereich abgeschätzt werden. Damit kann das Werkzeugtuschieren teilweise in die virtuelle Welt überführt werden.

Denkbar sind in Zukunft das direkte Übertragen der virtuell eingearbeiteten Oberflächen auf die CAD-Daten der Werkzeuge und der anschließenden Fertigung der Werkzeuge mit eingearbeiteten Oberflächen. Ein automatisches Eintuschieren für größere und komplexere Bauteile ist derzeit aufgrund der vielfältigen Wechselwirkungen zu aufwendig.

8 Zusammenfassung

In der derzeitigen industriellen Praxis werden die elastischen Eigenschaften der Werkzeug- und Pressen zur Berechnung der Aktivflächen von Werkzeugen zur Herstellung von Karosserieziehwerkzeugen weitgehend vernachlässigt. Zudem werden Randbedingungen wie die Niederhalterkraft oder der Stößelwegverlauf als ideal angenommen. Die Auslegung der Werkzeuge und der Maschineneinstellungen unter diesen Vernachlässigungen führt zu signifikanten Abweichungen zwischen simulierten und real gefertigten Bauteilen. Dies resultiert in zeit- und kostenintensiven Einarbeitungsmaßnahmen der Werkzeuge auf Try-Out- und Serienpressen. Die Werkzeuginbetriebnahme erfordert einen umfangreichen manuellen und stark erfahrungsbasierten, mechanischen Einarbeitungsprozess.

Die Analyse des Standes der Technik zu Simulationsmethoden im Werkzeugentwicklungsprozess zeigt die breiten Bestrebungen ganzheitliche Modelle zur Abbildung der Maschinen- und Werkzeugeigenschaften in der Prozesssimulation zu schaffen um die Werkzeuginbetriebnahme in Zukunft in die virtuelle Welt überführen zu können. Dabei werden die Einflüsse wie die Stößelkipfung unter Last, die Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatten, die Verformung des Ziehkissens und die elastische Nachgiebigkeit der Werkzeuge separat betrachtet. Es konnte kein Simulationsmodell identifiziert werden, welche alle relevanten Eigenschaften der Werkzeuge und der Maschinen zu einem Gesamtmodell vereint.

Zudem fehlten Modellierungsansätze für wesentliche Teilaspekte einer ganzheitlichen Abbildung der Wechselwirkungen von Maschine, Werkzeug und Prozess. Insbesondere ist dabei die systematische Untersuchung zur Abbildung des Pinolentragbildes sowohl örtlich als auch über dem Pressenhub und der versteifende Einfluss der Werkzeugführung zu nennen.

Mit der vorliegenden Arbeit konnte ein ganzheitliches FE-Prozessmodell mit den wesentlichen elastischen Eigenschaften der Maschine und der Werkzeuge erstellt werden. Wichtig ist dabei insbesondere die systematische Abbildung relevanter mechanischer Ziehkissenstrukturen als Ersatzmodell und die Integration der tatsächlichen Ziehkissenkraft im Prozessmodell. Bekannte Modellierungsansätze wie z.B. die Abbildung der Kippsteifigkeit des Stößelsystems und die Berücksichtigung der Durchbiegung der Werkzeugaufspannplatten wurden weiterentwickelt und in das Gesamtmodell implementiert. Für jedes Ersatzmodell wurde eine Strategie zur Modellerstellung und zur zweckmäßigen Parametrierung mit dem Ziel eines minimalen Zeit- und Kostenaufwandes vorgeschlagen.

Die elastische Modellierung der Werkzeuge wurde mit einer systematischen Vorgehensweise hinterlegt und zeigt bei konsequenter Anwendung signifikant reduzierte Berechnungszeiten. Die Berücksichtigung der Ziehstäbe erfolgt in dieser Arbeit aufgrund der Einschränkungen des

verwendeten FE-Solvers als Strukturmodell. Zusätzlich wurde ein Modellierungsansatz vorgestellt, welcher die analytische Berücksichtigung der Ziehstäbe auf elastischen Werkzeugstrukturen ermöglicht.

Damit steht jetzt ein Prozessmodell mit den relevanten Maschinen- und Werkzeugeigenschaften zur Verfügung, welches durch eine einfache Parametrierung auf die jeweilige Prozess-Maschinen-Konfiguration angepasst werden kann. Dies ermöglicht eine deutlich genauere Abbildung des Pinolentrages, der daraus resultierenden Niederhalterdruckverteilung und damit des Materialeinzuges in die Matrize. Dieses erweiterte Prozessmodell ist damit in der Lage eine virtuelle Inbetriebnahme der Werkzeuge zu unterstützen und in Zukunft eine weitere Verkürzung des Inbetriebnahmeprozesses zu ermöglichen.

Die Modellierungsstrategie und die entsprechende Parametrierung wurden anhand einer Versuchspresse mit einem hydraulischen 4-Punktziehkissen für ein Rechteckwannenwerkzeug mit Ziehstäben demonstriert und anhand der Kräfte an den Aktivflächen und den Pinolen sowie anhand des Flanschmresses der Bauteile hinsichtlich seiner Prognosegenauigkeit beurteilt.

In Anlehnung an die Vorgehensweise einer derzeitigen Werkzeuginbetriebnahme wurde anhand eines FE-Prozessmodells die geeignete Zylinderkraftverteilung zur Fertigung eines Tiefziehteils trotz außermittigen Einbauortes vorhergesagt und im Experiment bestätigt. Zudem wurde gezeigt, dass weitere Einarbeitungsmaßnahmen, wie z.B. das mechanische Eintuschieren der Werkzeughälften, berechnet werden können.

Derzeit erfolgt die Anwendung des Gesamtmodells auf Großwerkzeuge und –pressen der Automobilindustrie. Dies wird eine weitere Verbesserung der Praktikabilität und Systematik des Modellierungsansatzes bewirken.

Zukünftige Anwendungen von FE-Prozessmodellen mit elastischen Maschinen- und Werkzeugeigenschaften werden zudem bei der Vorhersage der optimalen Produktionshubzahl gesehen. Dazu müssen die Prozessmodelle zusätzlich geschwindigkeitsabhängige Material- und Reibmodelle enthalten und die Dynamik der einzelnen Pressensysteme berücksichtigen.

Ein weiteres Anwendungsfeld eröffnet sich auf dem Gebiet der Warmumformung. Gerade hier ist die Einarbeitung aufgrund der hohen Werkzeugtemperaturen nicht unter Prozessbedingungen möglich. Die Prozessmodelle müssen dazu um geeignete Werkstoffmodelle und eine thermo-mechanische Ebene erweitert werden.

9 Literatur

- [1] ARENTOFT, M. ; WANHEIM, T. : A new approach to determine press stiffness. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 54 (2005), Nr. 1, S. 265 – 268
- [2] BARLAT, F. ; LIAN, J. : Plastic behavior and stretchability of sheet metals. Part I: A yield function for orthotropic sheets under plane stress. In: *International Journal of Plasticity* 5 (1989), S. 51–66
- [3] BASARAN, M. : *Stress State Dependent Damage Modeling with a Focus on the Lode Angle Influence*, RWTH Aachen, Diss., 2011
- [4] BÄCKER, V. : *Numerical Tool Optimization in Deep Drawing*, RWTH Aachen, Diss., 2011
- [5] BEHRENS, B.-A. ; BRECHER, C. ; HORK, M. ; WERBS, M. : New standardized procedure for the measurement of the static and dynamic properties of forming machines. In: *Production Engineering – Research and Development* 1 (2007), S. 31–36
- [6] BEHRENS, B.-A. ; JAVADI, M. : Exakte und kostenkünstige Qualitätskontrolle an Pressen der Blechverarbeitungsindustrie. In: *UTF Science* 2 (2009), S. 1–5
- [7] BEHRENS, B.-A. ; M.AHRENS ; POELMEYER, J. ; KRIMM, R. : Consideration of Interactions between the Forming Machine and the Forming Process in a Coupled Simulation. In: *IDDRG 2007 International Conference*, 2007
- [8] BEITZ, W. (Hrsg.) ; GROTE, K.-H. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag, 1997
- [9] BIRKERT, A. ; HAAGE, S. ; STRAUB, M. : *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [10] BLAICH, C. : *Robuster Tiefziehprozess durch Erfassung und Optimierung der örtlichen Bauteilqualität*, Universität Stuttgart, Diss., 2012
- [11] BOGON, P. ; ROLL, K. : Ein Ansatz zur Berechnung und Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation bei Ziehwerkzeugen. In: *EFB-Kolloquium "Bauteile der Zukunft - Methoden und Prozesse"*, 2010
- [12] BOGON, P. : Statische Genauigkeitskenngrößen von mechanischen Pressen. In: *Blech Rohre Profile* 6 (1997), S. 44–51
- [13] BOGON, P. : Betriebsverhalten von hydraulischen Zieheinrichtungen in Mehrstößel-Transferpressen. In: *Bleche Rohre Profile* 98 (1998), Nr. 7/8, S. 46–51
- [14] BOGON, P. : Notwendige Kennwerte zur Beschreibung der Eigenschaften von Pressmaschinen zur Herstellung von großflächigen Karosseriebauteilen. In: *EFB Kolloquium - Fabrik der Zukunft*, 2014
- [15] BOGON, P. ; REISINGER, K. ; ROLL, K. : Verschiedene Methoden zur Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation. In: *17. Sächsische Fachtagung Umformtechnik*. Freiberg, 2010
- [16] BRAEDEL, M. : *Optimierung des Werkzeugeinarbeitungsprozess für Karosserieaußenhautteile*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [17] BRAEDEL, M. ; MORK, R. ; GRIESBACH, B. ; WAHL, M. : *Prüfvorrichtung für eine Tiefzieh- presse*. Dez. 29 2011

- [18] BRAEDEL, M. ; PALANISWAMY, H. ; GOLLE, M. ; HOFFMANN, H. ; ALTAN, T. ; GRIESBACH, B. : Investigation of die try-out using programmable multipoint cushion system for stamping large automotive body panels. In: *The 9th International Conference on Technology of Plasticity*. Gyeongju, Korea, Sept. 2008, S. 2089–2094
- [19] BROST, A. ; VOLK, W. ; ROLL, K. : Methoden zur virtuellen Werkzeugeinarbeitung unter Berücksichtigung elastischer Wechselwirkungen zwischen Werkzeug und Maschine. In: *4th International Conference on Accuracy in Forming Technology*, 2012
- [20] BROST, A. ; ROLL, K. ; VOLK, W. : Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von Umformmaschine und Umformwerkzeug. In: *Tagungsband T36 des 33. EFB-Kolloquiums Blechverarbeitung*, 2013
- [21] CANTI, R. ; SCHALLER, L. ; JANSEN, S. ; CHRISTIAN, D. : *Messvorrichtung für ein Stößelkissen einer Presse*. 2014
- [22] CHEREK, H. ; NEUMANN, K. : Ziehkissen and hydraulischen und mechanischen Pressen. In: *Zieheinrichtungen einfachwirkender Pressen für die Blechumformung*. Stuttgart, 1991
- [23] CLARKE, M. ; HE, J. : Sheet Metal Forming Simulation and Real World Tooling. In: *10th International LS-DYNA User's Conference*, 2008
- [24] COWPER, G. ; SYMMONDS, P. : Strain Hardening and Strain Rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams / Brown University. 1957. – Forschungsbericht
- [25] DANNENMANN, E. : Ermittlung von Reibungszahlen. In: *Reibung und Schmierung in der Blechumformung*, 1991
- [26] DIN55189: *Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung*. 2009
- [27] DIN8584-3: *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen, Teil 3: Tiefziehen*
- [28] DIN85858-4: *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen, Teil 4: Tiefen*
- [29] DIN8586: *Fertigungsverfahren Biegeumformen*
- [30] DOEGE, E. : Einfluß des Systems Werkzeug / Umformmaschine auf die Fertigungsgenauigkeit bei der Blechumformung / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover. 1983 (4). – Forschungsbericht
- [31] DOEGE, E. ; LANGE, K. : Static and Dynamic Stiffness of Presses and some Effects on the Accuracy of Workpieces. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 29 (1980), Nr. 1, S. 167 – 171. – ISSN 0007–8506
- [32] DOEGE, E. ; BEHRENS, B.-A. : *Handbuch Umformtechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2010
- [33] DUNCAN, J. : A tensile strip test for evaluating friction in sheet metal forming. In: *Aluminum* 54 (1978), S. 585–588
- [34] EGGERTSEN, P.-A. ; MATTIASSEN, K. : An inverse approach for material parameter identification in a cycling bending test using LS-DYNA and LS-OPT. In: *7th European LS-DYNA Users Conference*, 2009
- [35] EMRICH, A. : *Systematik zur Robustheitsanalyse von Umformprozessen für Karosseriekomponenten aus Blech*, Universität Stuttgart, Diss., 2013

- [36] FAASS, I. : *Prozessregelung für die Fertigung von Karosserieteilen in Presswerken*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [37] FAASS, I. ; PALANISWAMY, H. ; HOFFMANN, H. ; ALTAN, T. ; GOLLE, M. ; GRIESBACH, B. : Effect of spacers on the material flow for process control in automotive stamping. In: *The 9th International Conference on Technology of Plasticity*, 2008
- [38] FRONTZEK, H. : *Beitrag zur Bestimmung der Reibungsverhältnisse in der Blechumformung*, PTU Darmstadt, Diss., 1990
- [39] GÜNER, A. ; BROSIUS, A. ; TEKKAYA, E. : Inverse parameter identification of sheet metals utilizing the distribution of field variables. In: *International Journal of Metal Forming* 2 (2009), S. 455–458
- [40] GOSH, A. K.: Tensile instability and necking in materials with strain hardening and strain-rate hardening. In: *Acta Metallurgica* 25 (1977), S. 1413–1424
- [41] GROßMANN, K. ; KAUSCHINGER, B. ; RIEDEL, M. : Photogrammetrischer Modellbaukasten zur Erfassung von Bewegungsfehlern an Werkzeugmaschinen. In: *Photogrammetrie, Laserscanning, optische 3D-Messtechnik – Beiträge der Oldenburger 3D-Tage*, Wichmann-Verlag Heidelberg, 2012
- [42] GROßMANN, K. : *Die Realität im Virtuellen*. Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen: "Lehre Forschung Praxis", 1998
- [43] GROßMANN, K. : Untersuchen, was noch nicht ist. In: GROßMANN, K. (Hrsg.): *Realität im Virtuellen*. Dresden : Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen, 1998, S. 1–58
- [44] GROßMANN, K. ; THOMS, V. ; WIEMER, H. ; SCHIRMACHER, F. : Modellierung des Blechumformprozesses in der Anlagensimulation auf Grundlage von Ergebnissen der FEM-Prozesssimulation / EFB. 2001 (178). – Forschungsbericht
- [45] GROßMANN, K. ; WIEMER, H. ; HARDTMANN, A. ; PENTER, L. : Faster to Sound Parts by Advanced Forming Process Simulation - Advanced Forming Process Model Including the Elastic Effects of the Forming Press and Tool. In: *Steel Research International* 78 (2007), Nr. 10-11, S. 825–830
- [46] GROßMANN, K. ; WIEMER, H. ; HARDTMANN, A. ; PENTER, L. ; KRIECHENBAUER, S. : Adjusting the Contact Surface of Forming Tools in Order to Compensate for Elastic Deformations during the Process. In: *7th European LS-DYNA Conference*. Salzburg, Österreich, 2009
- [47] GURSON, A. : Continuum Theory of Ductile Rupture by Void Nucleation and Growth: Part I—Yield Criteria and Flow Rules for Porous Ductile Media. In: *Journal of Engineering Materials and Technology* 99 (1977), Nr. 1, S. 2–15
- [48] HARDTMANN, A. : *Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess*. Dresden, Technische Universität Dresden, Diss., 2010
- [49] *Kapitel Elastische Werkzeuge und weitere Optimierung der Umformsimulation*. In: HAUFE, A. : *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. VDI Verlag GmbH, 2010, S. 236–247
- [50] HAUFE, A. ; LORENZ, D. ; ROLL, K. ; BOGON, P. : Concepts to take elastic tool deformations in sheet metal forming into account. In: *10th International LS-DYNA Conference*. Detroit, 2008

- [51] HAUFE, A. ; ROLL, K. ; BOGON, P. : Sheet Metal Forming Simulation with elastic Tools in LS-DYNA. In: *Numisheet*. Interlaken, 2008
- [52] HILL, R. : A theory of the yielding and the plastic flow of anisotropic metals. In: *Proceeding of the Royal Society of London* 193 (1948), S. 281–297
- [53] HILL, R. : Constitutive modelling of orthotropic plasticity in sheet metals. In: *Journal of the mechanics and physics of solids* 38 (1990), Nr. 3, S. 405–417
- [54] HOCKETT, O. D. J. E.; Sherby S. J. E.; Sherby: Large strain deformation of polycrystalline metals at low homologous temperatures. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 23 (1975), S. 87–98
- [55] HOFFMANN, H. ; NEUGEBAUER, R. ; SPUR, G. ; HARTMUT HOFFMANN, G. S. Reimund Neugebauer N. Reimund Neugebauer (Hrsg.): *Handbuch Umformen*. Handbuch der Fertigungstechnik. Carl Hanser Verlag, 2012. – 802 S.
- [56] HOLLOMON, J. H.: Tensile Deformation. In: *Transactions of the Metallurgical Society of AIME* 162 (1945), S. 268–290
- [57] JOHNSON, G. ; COOK, W. : A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strains, High Strain Rates and High Temperatures. In: *7th International Symposium on Ballistics*. The Hague, 1983
- [58] KEELER, S. P.: Determination of Forming Limits in Automotive Stampings, 1965 (SAE Technical Papers)
- [59] KESSLER, L. ; GERLACH, J. ; BEIER, T. ; GRASS, H. ; HEINLE, I. ; LIPP, A. : Possibilities, Challenges and Risks in Creating Material Cards for Forming Simulations. In: *Numisheet Seoul*, 2011
- [60] KLUGE, S. : *Technologische Untersuchung zur praxisorientierten Aufbereitung von Gesetzmäßigkeiten der Blechumformung - Der Kraft- und Arbeitsbedarf für das Umformen unregelmäßiger Blechteile*, IHS Zwickau, Diss., 1992
- [61] KRÜGER, K. ; LECHTSCHESKI, M. ; SCHUMACHER, E. : *Einrichtung zum Prüfen von Pressen*. 2002
- [62] KRUSIC, V. ; ARENTOFT, M. ; MASERA, S. ; PRISTOVSEK, A. ; PRODIC, T. : A combined approach determine workpiece-tool-press deflections and tool loads in multistage forging. In: *Journal of Material Processing Technology* 211 (2011), S. 35–42
- [63] *Kapitel Virtuelle Planung und Inbetriebnahme*. In: KULP, S. ; STRUCK, R. ; WEIGERT, P. ; VERHOEVEN, H. ; JAHNCKE, O. : *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. VDI Verlag GmbH, 2010, S. 60–88
- [64] LANGE, K. : *Umformtechnik, Band 1: Grundlagen*. Springer Verlag, 1984
- [65] LANGE, K. : *Umformtechnik, Band 3: Blechverarbeitung*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1990
- [66] LOHSE, H. : *Modellierung hydraulischer Tiefziehpressen für Prozesskopplung, Reglerauslegung und energetischer Bilanzierung*, Technische Universität Dresden, Diss., 2015
- [67] (LSTC), L. S. T. C.: *LS-DYNA Keyword User's Manual*, 2015
- [68] LUDWIK, P. : *Element der Technologischen Mechanik*. Berlin : Springer Berlin, 1909

- [69] MARCINIAK, Z. ; KUCZYNSKI, K. : Limit Strains in the Process of Stretch-Forming Sheet Metal. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 9 (1967), S. 609–620
- [70] MEIDERT, M. : Einfluss von Druck und Temperatur auf die Viskosität von Schmierstoffen. In: *Reibung und Schmierung in der Blechumformung*, 1991
- [71] MÜLLER, G. ; GROTH, C. : *FEM für Praktiker - Band 1: Grundlagen*. Expert Verlag, 2007
- [72] NAKAZIMA, K. ; KIKUMA, T. ; HASUKA, K. : Study on the formability of Steel Sheets. / Yawata. 1968 (No. 264: 141–154). – Forschungsbericht
- [73] NETSCH, T. : *Methode zur Ermittlung von Reibmodellen für die Blechumformung*, PtU Darmstadt, Diss., 1994
- [74] OLIVO, G. : Prüfung der statischen Steife von Exzenter- und Kurbelpressen. In: *Maschinenbautechnik* 13 (1964), S. 345–352
- [75] PAHL, K.-J. : *Elastische Wechselwirkungen im Ziehapparat einfachwirkender Pressen*, Universität Kassel, Diss., 1993
- [76] PAHL, K.-J. ; WAGENER, H.-W. : Genauigkeitseigenschaften der Tischziehkissenanlage von Tiefziehpressen. In: *Bleche Rohre Profile* 41 (1994), Nr. 6, S. 388–392
- [77] PAHL, K.-J. ; WAGENER, H.-W. : Geometrische und elastische Effekte bei Ziehen auf Ziehkissen. In: *Bänder Bleche Rohre* 6 (1994), S. 18–30
- [78] PALANISWAMY, H. ; BRAEDEL, M. ; THANDAPANI, A. ; ALTAN, T. : Optimal Programming of Multi-point Cushion Systems for Sheet Metal Forming. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 55 (2006), Nr. 1, S. 249 – 254. – ISSN 0007–8506
- [79] RAGAB, M. ; HANISCH, M. : Finite Elemente für die Berechnung der Kippsteifigkeit eines Werkzeugführungsgestells - Teil 1. In: *Bänder Bleche Rohre* 1 (1979), S. 15–21
- [80] REIHLE, M. : *Verhalten des Gleitreibungskoeffizienten von Tiefziehblechen bei hohen Flächenpressungen*, TH Stuttgart, Diss., 1959
- [81] REIHLE, M. : Ein einfaches Verfahren zur Aufnahme der Fließkurven von Stahl bei Raumtemperatur. In: *Archiv für das Eisenhüttenwesen* 5 (1961), S. 331–336
- [82] RÜHLICKE, I. ; KRÜGER, K. : Hydraulische Prüfeinrichtung zur statischen und dynamischen Pressenuntersuchung. In: *O + P Hydraulik und Pneumatik* 2 (1996), S. 126–130
- [83] ROLL, K. : Simulation of sheet metal forming - Necessary developments in the future. In: *Numisheet*, 2008
- [84] *Kapitel Werkzeugtechnik und Optimierung*. In: ROLL, K. ; BOGON, P. : *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. VDI Verlag GmbH, 2010, S. 11–59
- [85] ROLL, K. ; BOGON, P. ; ZIEBERT, C. : Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau. In: *wt Werkstattstechnik Online* 97 (2007), S. 753–759
- [86] ROLL, K. ; HOFFMANN, J. : Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung der elastischen Werkzeugeigenschaften bei der Blechumformsimulation. In: *4. LS-DYNA Anwenderforum*, 2005
- [87] ROPERS, C. : *Berücksichtigung der Temperatur und Werkzeugnachgiebigkeit in der Simulation von Blechumformprozessen*, Universität Hannover, Diss., 2001

- [88] RUST, W. ; RUST, W. (Hrsg.): *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen*. Vieweg+Teubner, 2009
- [89] SCHENKE, C. ; GROßMANN, K. : Modellierungsansätze und Simulationsmethoden zur Berücksichtigung dynamischer Maschineneigenschaften bei der Blechumformsimulation. In: *13. LS-Dyna Anwenderforum*. Bamberg, 2014
- [90] SCHULER ; GMBH, S. (Hrsg.): *Handbuch der Umformtechnik*. Springer Verlag, 1996
- [91] SCHULER: *Die ganze Welt der Blechumformung*. 2012
- [92] SCHWERIN, M. L. v.: *Entwicklung einer Methodik zur optimierten Gestaltung von Umformwerkzeugen*, TU München, Diss., 2007. – als Kopie in Bibliothek Umformgruppe
- [93] SIEBEL, E. : Der Niederhalterdruck beim Tiefziehen. In: *Stahl Eisen* 74 (1954), S. 155–158
- [94] SIEGERT, K. : Advances and Trends in Sheet Metal Forming Processes. In: *SAE World Congress & Exhibition*, Society of Automotive Engineers, Inc, 1997 (SAE Technical Papers)
- [95] SIEGERT, K. ; HÄUSSERMANN, M. ; HALLER, D. ; WAGNER, S. ; ZIEGLER, M. : Tendencies in presses and dies for sheet metal forming processes. In: *Journal of Materials Processing Technology* 98 (2000), Nr. 2, S. 259 – 264. – ISSN 0924–0136
- [96] SOMMER, N. : *Niederhalterdruck und Gestaltung des Niederhalters beim Tiefziehen von Feinblechen*. Dissertation, Universität Hannover, Diss., 1986
- [97] SPUR, G. ; SCHMITT, R. ; PITSCH, M. ; KÜHN, T. ; HIENZSCH, M. : "Konstengünstigere" Werkzeuge durch Lebenszykluskostenbetrachtung. In: *Zeitschrift für wissenschaftlichen Fabrikbetrieb* 12 (2013), S. 972–975
- [98] SWIFT, H. W.: Plastic instability under plane stress. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 1 (1952), S. 1–18
- [99] TRÄGER, M. : *Untersuchung des Einflusses der Pressenelastizität auf den Einarbeitungsprozess von Karosseriewerkzeug*, Technische Universität München, Diss., 2007
- [100] TSCHÄTSCH, H. ; DIETRICH, J. : *Praxis der Umformtechnik*. Wiesbaden : Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, 2003
- [101] VEGTER, A. ; BOOGAARD, A. von d.: A plane stress yield function for anisotropic sheet material by interpolation of biaxial stress states. In: *International Journal of Plasticity* 22 (2006), S. 557–580
- [102] VOCE, E. : The relationship between stress and strain for homogeneous deformation. In: *Journal of the Institute of Metals* 74 (1948), S. 537–562
- [103] VOELKNER, W. ; SÖRGEL, H. : Anwendungsrichtlinie zur Erhöhung der Prozesssicherheit unregelmäßiger Tiefziehteile unter spezieller Betrachtung des Einsatzes von Ziehstäben / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung. 1997. – Forschungsbericht
- [104] VOLKSWAGEN, A. : Fingerabdruck von der Presse. In: *autogramm wolfsburg* 10 (2012)
- [105] WAGENER, H.-W. ; WEIKERT, J. : Messung der Tisch- und Stößeldurchbiegung an Torgestellpressen. In: *Blech, Rohre, Profile* 44 (1997), Nr. 5, S. 46–52

- [106] WAGENER, H.-W. ; WENDENBURG, A. ; VOELKNER, W. ; SCHIRMACHER, F. : Industrielle Anwendung von Werkzeugführungen als Analysesystem / EFB. 1999 (128). – Forschungsbericht
- [107] WAGENER, H. ; SCHLOTT, C. : Influence of die guidance systems on the angular deflection of press slide and die under eccentric loading. In: *Journal of Mechanical Working Technology* 20 (1989), S. 463 – 475. – ISSN 0378–3804
- [108] WAGENER, H. ; WENDENBURG, A. : Analysis system: Prerequisite for automation in metal-forming technology. In: *Journal of Materials Processing Technology* 116 (2001), Nr. 1, S. 55 – 61. – ISSN 0924–0136
- [109] WAGNER, S. : Einfluss der Blechoberfläche und des Schmierstoffs sowie des Werkzeugs auf das tribologische Verhalten. In: *Reibung und Schmierung in der Blechumformung*, 1991
- [110] WALTL, H. ; STRUCK, R. ; KERSCHNER, M. ; HEIN, C. : *Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen*. 2014. – DE Patent App. DE201,210,013,722
- [111] WECK, M. ; BRECHER, C. ; WECK, M. (Hrsg.) ; BRECHER, C. (Hrsg.): *Werkzeugmaschinen Band 2 Konstruktion und Berechnung*. Springer Verlag, 2005
- [112] WIEMER, H. : *Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen*, TU Dresden, Diss., 2004

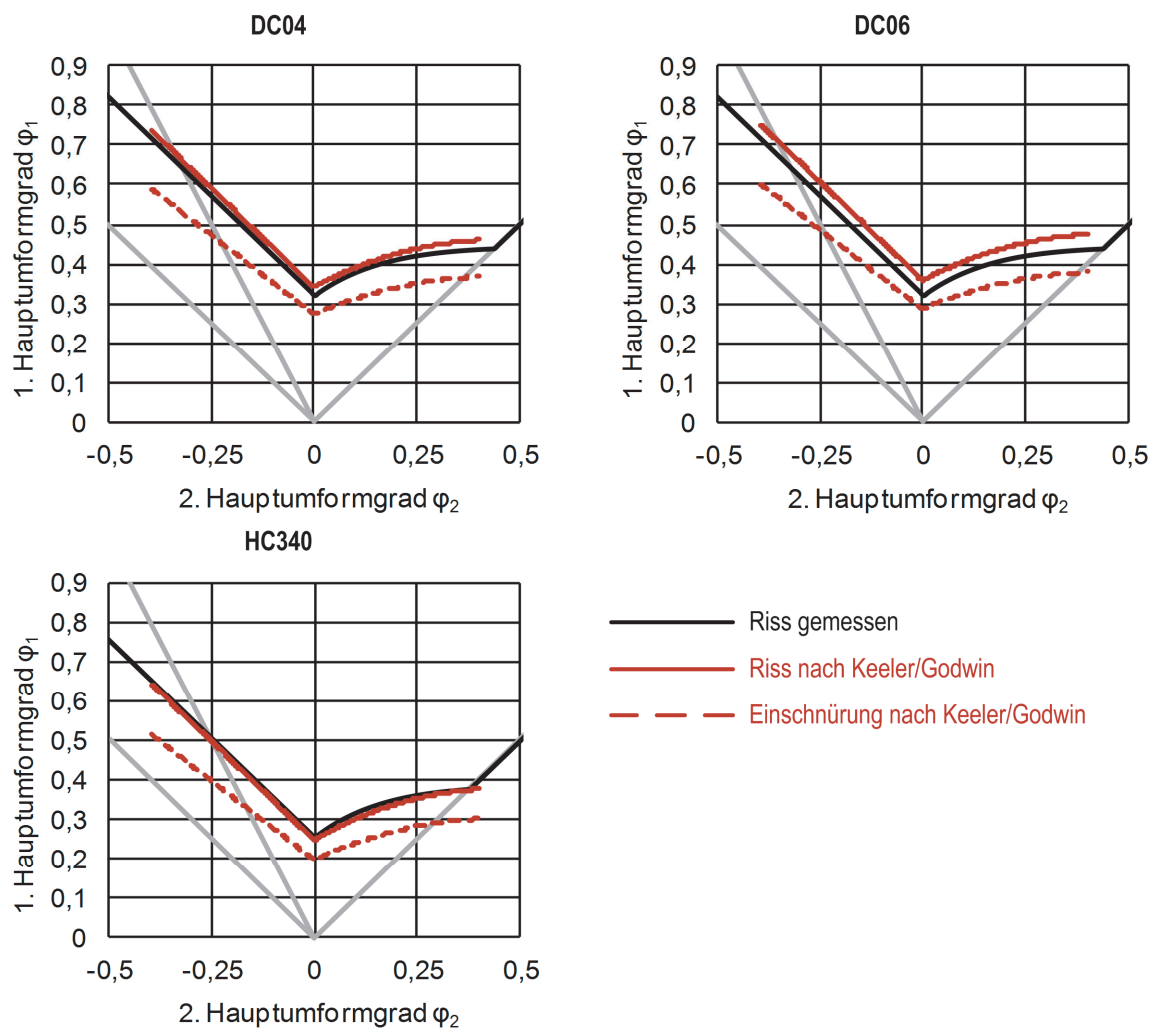
III. Anhang

III.1. LS-DYNA Materialkarte für integriertes Modell der ZK-Hydraulik

*MAT_USER_DEFINED_MATERIAL_MODELS

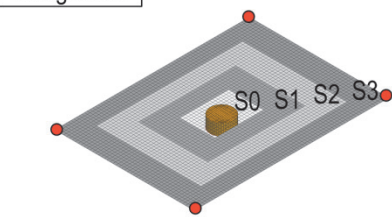
1	MID	RO	MT	LMC	NHV	I- ORTHO	IBULK	IG
	1	7,85E-9	43	48	48	0	10	2
2	IVECT	IFAIL	ITHERM	IHYPER	IEOS	LMCA		
	0	0	0	0	0	0		
3	TTERM	KOEL	GS	NU	SYM	BR		
	2,4	1790	80769	0,3	0	2		
4	FRH	FRH	VC	B	AA	AB	VOC	VOH
	0	500	0,1	5,741	20106	8797	1,63E+6	49500
5	QNENN	PNENN	KYV	OMEGA0V	DV	YMAX	PAMIN	KR
	7,32E+5	3,5	1	595,0	0,88	10,0	1,5	2,4E-5
6	TD	KI	KRES	DFMAX	DFMIN	UIMAX	VSSOLL	FSOLL1ID
	0,00136	1,46E-3	1,0E+6	20000	0,0	5,0	40,0	1
7	PD	TTOT	N_ZYL	ZMAX				
	2,0	0,0025	1	100				

III.2. Grenzformänderungsdiagramme der Versuchswerkstoffe

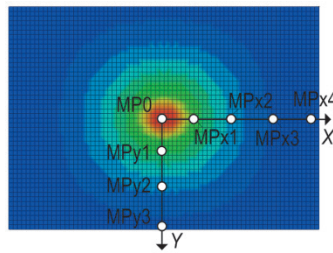


III.3. Ersatzmodell Werkzeugaufspannplatte

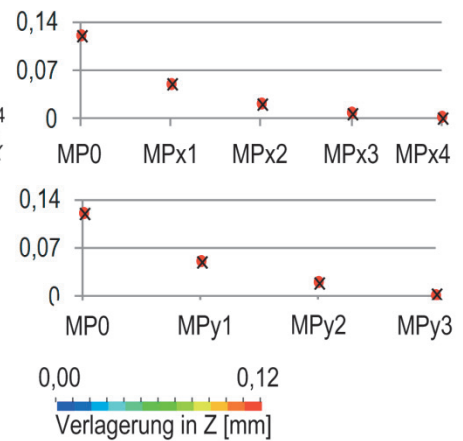
4 Segmente



	<i>E-Modul</i>	<i>Schalendicke</i>
Segment 0	255 GPa	35,2 mm
Segment 1	383 GPa	86,4 mm
Segment 2	258 GPa	111,3 mm
Segment 3	176 GPa	422,3 mm



sqrtMSE = 0,001 mm
Simulationen/Iteration: 14
Iterationen: 40



Schriftenreihe Lehre • Forschung • Praxis

Der Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen veröffentlicht die Ergebnisse seiner Arbeit u. a. in seiner Schriftenreihe **Lehre • Forschung • Praxis**. In dieser Reihe sind in Zusammenarbeit mit dem DWM e. V. Dresdner Freundeskreis der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik bisher erschienen:

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1995/96**
121 Seiten, erschienen 12/1996
- Andreas Mühl
Technologie und angepasste Maschinenkonzepte zum Schleifen von Konstruktionskeramik auf Koordinatenschleifmaschinen
Dissertation, 116 Seiten, erschienen 02/1997
- Simeon Christov
Einbaugenauigkeit und Querschnittsberechnung von Profilschienenführungen
Dissertation, 244 Seiten, erschienen 05/1997
- Knut Großmann; Horst Neundorf; Roger Grundmann
Intelligente Funktionsmodule der Maschinentechnik
Zwischenbericht 1997 zum Landesinnovationskolleg,
206 Seiten, erschienen 04/1997
- Knut Großmann
Die Realität im Virtuellen
Simulation in technischen Anwendungen
396 Seiten, erschienen 12/1997
- **Potentiale und Chancen**
Absolvententagung am Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
20.-21. November 1998, 260 Seiten, erschienen 11/1998
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1997/98**
300 Seiten, erschienen 12/1998
- Andreas Mühl; Bernd Wunderlich
ACC-Regelung von Bahnschleifprozessen
Abschlussbericht zu den Forschungspraktika 55/96 und 56/96
bei der Stiftung Industrieforschung, 94 Seiten, erschienen 01/1999
- **Intelligente Funktionsmodule der Maschinentechnik**
Abschlussbericht zum Landesinnovationskolleg 1995-1998,
228 Seiten, erschienen 07/1999
- Günter Jungnickel
Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen
228 Seiten, erschienen 02/2000
- Holger Arndt
Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen
Dissertation, 180 Seiten, erschienen 12/2000

- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 1999/2000**
200 Seiten, erschienen 04/2001
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2001/2002**
200 Seiten; erschienen 04/2003
- Knut Großmann; Günter Jungnickel
Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt
230 Seiten, erschienen 09/2003
- Knut Großmann; Andreas Mühl
Adaptiv geregeltes Fräsen auf einem Hexapoden
108 Seiten, erschienen 02/2004
- Hajo Wiemer
Stand und Möglichkeiten der Systemsimulation von mechanischen Pressmaschinen
Dissertation, 228 Seiten, erschienen 12/2004
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2003/2004**
243 Seiten; erschienen 05/2005
- Bernd Kauschinger
Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit an einem Hexapod einfacher Bauart
Dissertation, 172 Seiten, erschienen 04/2006
- Knut Großmann; Günter Jungnickel
Prozessgerechte Bewertung des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen
259 Seiten, erschienen 12/2006
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2005/2006**
251 Seiten; erschienen 04/2007
- Szabolcs Szatmári
Kinematic Calibration of Parallel Kinematic Machines in the Example of the Hexapod of Simple Design
Dissertation, 175 Seiten, erschienen 10/2007
- Knut Großmann; Hajo Wiemer
Simulation in der Produktionstechnik – wovon, womit, wofür?
Bericht zur WGP Summer School Dresden 2007
Herausgegeben von der WGP Wissenschaftliche Gesellschaft
für Produktionstechnik, 103 Seiten, erschienen 10/2007
- Knut Großmann; Günter Jungnickel
Thermische Modellierung von Prozesseinflüssen an spanenden Werkzeugmaschinen
134 Seiten, erschienen 09/2008
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2007/2008**
243 Seiten; erschienen 03/2009

- Jens Müller
Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen
Dissertation, 171 Seiten, erschienen 04/2009
- Volker Möbius
Produktprozess im Computerzeitalter – Methodische Grundsätze zur Informationsbehandlung im Produktprozess und deren Anwendung auf die Entwicklung eines Steuerungskonzepts
Dissertation, 201 Seiten, erschienen 08/2009
- Knut Großmann; Günter Jungnickel
**Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen
Modellierung und Parametrierung**
223 Seiten, erschienen 05/2010
- André Hardtmann
Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess
Dissertation, 116 Seiten, erschienen 10/2010
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2009/2010**
300 Seiten; erschienen 02/2011
- Holger Rudolph
Ein Beitrag zur Analyse der nichtlinearen Systemdynamik in der Entwurfsphase von Werkzeugmaschinen
Dissertation, 172 Seiten; erschienen 11/2012
- **Tätigkeitsbericht des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen 2011/2012**
322 Seiten; erschienen 03/2013
- Lars Neidhardt
Wälzkontaktbezogene Lebensdauer von Profilschienenführungen – Bewertung der experimentellen Ermittlung des Lebensdauererkennungswerts
Dissertation, 178 Seiten, erschienen 01/2014
- Michael Löser
Ein Beitrag zur effizienten Analyse der Prozessstabilität beim HSC-Fräsen
Dissertation, 159 Seiten, erschienen 03/2015

Die Hefte der Schriftenreihe können käuflich erworben werden bei:

DWM e. V.
c/o Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Technische Universität Dresden
01062 Dresden

Bestellungen bitte schriftlich an o. g. Anschrift,
per Fax (0351) 463 37073
oder per E-Mail: mailbox@iwm.mw.tu-dresden.de